



VYSOKÉ UČENÍ TECHICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁB SLOUPOVÝ VÝLOŽNÍKOVÝ

PILLAR JIB CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

TOMÁŠ FLÍDR

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PŘEMYSL POKORNÝ, PH.D.

BRNO 2014



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem sloupového jeřábu pro nosnost 1000 kg, délku vyložení ramene 3000 mm, výšku zdvihu 7000mm a maximální výšku konstrukce 4000 mm. Práce tedy obsahuje důležité pevnostní výpočty pro volbu hlavních nosných komponent. Práce dále obsahuje výběr vhodného příslušenství a výkres sestavy a výrobní výkres výložníku

KLÍČOVÁ SLOVA

Sloupový jeřáb, sloup, výložník, zdvihové ústrojí, zatížení, pevnostní výpočet

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with an construct proposal of derrick (crane) with these technical parameters: lifting capacity is 1000 kg, unloading lenght of its beam is 3000 mm, height of lifting is 7000 mm, maximum height of construction is 4000 mm.

The thesis consists of strenght calculation for range of the main carrying components, suitable fittings, and technical drawings of this crane and blueprint of unloading device.

KEYWORDS

Column jib crane (derrick), jib, boom, lifting device, maximum load, strength calculation.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FLÍDR, T. *Jeřáb sloupový výložníkový*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 61 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 14. května 2014

.....

Tomáš Flídr



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych zde poděkoval Ing. Přemyslu Pokornému za příkladné vedení práce a věcné rady. Dále bych rád poděkoval své rodině a nejbližšímu okolí za podporu ve studiu.



OBSAH

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY	1
Úvod	10
1 Rozdělení sloupových jeřábů dle konstrukce	11
1.1 Sloupový jeřáb s výložníkem umístěným v patkách s horní podpěrou	11
1.2 Sloupový jeřáb s výložníkem umístěným v patkách s dolní podpěrou.....	12
1.3 Sloupový jeřáb s výložníkem umístěným u čepu	12
1.4 Sloupový jeřáb s výložníkem umístěným na velkorozměrovém ložisku.....	13
2 Způsoby ukotvení sloupového jeřábu.....	14
2.1 Ukotvení chemickými kotvami.....	14
2.2 Ukotvení kotevními šrouby	14
2.3 Ukotvení na roznášecí desku	15
3 Volba doplňkových komponent jeřábu.....	16
3.1 Zdvihací ústrojí	16
3.1.1 Faktory ovlivňující výběr	16
3.1.2 Přehled nabízených kladkostrojů.....	17
3.1.3 Výběr konkrétního modelu.....	18
3.2 Koncové nárazníky	19
3.3 Kabelová vlečka.....	20
3.4 Radiový ovladač	20
4 Návrh sloupového jeřábu.....	21
4.1 Volba konstrukčního řešení jeřábu	21
4.2 Základní parametry sloupového jeřábu.....	21
4.3 Volba materiálů.....	22
5 Výpočet sloupového jeřábu	23
5.1 Určení charakteristiky provozu.....	23
5.2 Výpočet zatížení	23
5.3 Výpočet stykových sil.....	25
5.3.1 Kinematický rozbor soustavy	25
5.3.2 Určení pohyblivost soustavy	26
5.3.3 Uvolnění soustavy	26
5.3.4 Statický rozbor.....	27
5.3.5 Výpočet reakcí ve výložníku	28
5.3.6 Výpočet reakcí ve sloupu	29
5.3.7 Výsledné reakce.....	29
5.4 Výsledné vnitřní účinky.....	30



5.4.1	Výpočet VVÚ výložníku	30
5.4.2	Výpočet VVÚ sloupu	32
5.5	Vyhodnocení VVÚ	34
5.5.1	Vyhodnocení VVÚ výložníku	34
5.5.2	Vyhodnocení VVÚ sloupu	34
5.6	Výpočet výložníku	35
5.7	Výpočet sloupu	38
5.8	Výpočet ložiska v bodě B	39
5.9	Výpočet ložiska v bodě A	40
5.10	Výpočet kotevních šroubů	41
5.11	Výpočet horní patky	43
5.12	Výpočet dolní patky	45
6	Kontrola svarů sloupového jeřábu	46
6.1	Kontrola svaru horní patky se sloupem	46
6.2	Kontrola svaru dolní patky se sloupem	47
6.3	Kontrola svaru čepu s příčником	48
6.4	Kontrola profilu výložníku na klopení	49
	Závěr	51
	Seznam použitých zkratk a symbolů	53
	Seznam příloh	61



ÚVOD

První zmínka o použití jeřábu pochází z knihy římského architekta a inženýra Vitriuse z 1. stol. př. n. l. Tehdy se jednalo o sloup s kladkou, která byla udržována lany v patřičné poloze. Od té doby uplynulo mnoho let a lidé neustále vyvíjeli a zdokonalovali konstrukce jeřábů. Podstata jeřábu však zůstala stejná a to ulehčit práci tam, kde by byla lidská síla neefektivní nebo nedostatečná. Jeřáb se dá definovat jako zařízení schopná cyklicky dopravovat břemena ve svislém a vodorovném směru.

V této práci se budu zabývat návrhem konstrukce otočného sloupového jeřábu. Tento druh jeřábu je vhodný pro použití ve strojírenské praxi pro manipulaci s těžkými břemeny v rámci jednoho pracoviště. Jejich výhodou je malá plocha potřebná pro upevnění k zemi. Hlavní částí sloupového jeřábu tvoří pevný sloup, ke kterému je připojeno otočné rameno s pojížděcím zdvihovým ústrojím. Otáčení ramena je v mém případě realizováno tlačáním za břemeno.



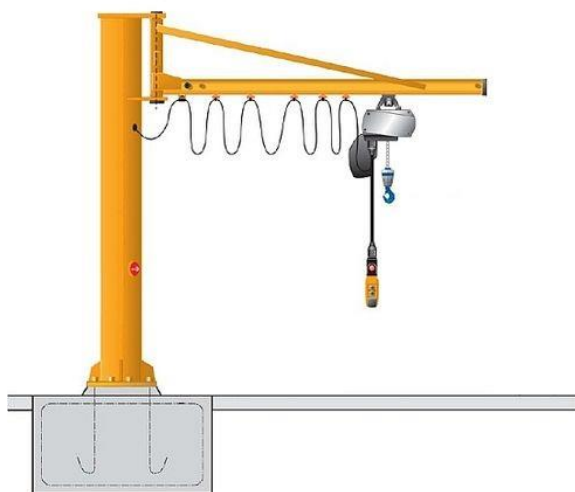
1 ROZDĚLENÍ SLOUPOVÝCH JEŘÁBŮ DLE KONSTRUKCE

V této části se zaměřím na konstrukční řešení výložníků nabízených většinou výrobci zdvihacích zařízení.

1.1 SLOUPOVÝ JEŘÁB S VÝLOŽNÍKEM UMÍSTĚNÝM V PATKÁCH S HORNÍ PODPĚROU

Tento typ je určen pro menší výrobní podniky. Výložník je tvořen převážně dutými ocelovými „C“ profily. Otočný konec profilu výložníku je přivařen k příčce čtvercového či kruhového profilu. Konce této příčky jsou opatřeny čepy. Celá tato sestava je uložena ve 2 ložiscích (Axiálně-radiálním a radiálním), nebo ve 3 ložiscích (2 radiální a 1 axiální). Ložiska jsou umístěna v ložiskových domcích přišroubovaných k patkám. Tyto patky jsou poté přivařeny nebo přišroubovány ke sloupu.

Výhodou tohoto řešení je vysoká nosnost vzhledem k vlastní váze výložníku a tím pádem snadná ruční manipulace a také nižší nároky na ukotvení jeřábu. Nevýhodou kvůli podpěře, je nízká výška spodní hrany výložníku, z toho vyplývá nižší výška zdvihu kladkostroje.



Tab. 1 Závislost nosnosti na vyložení

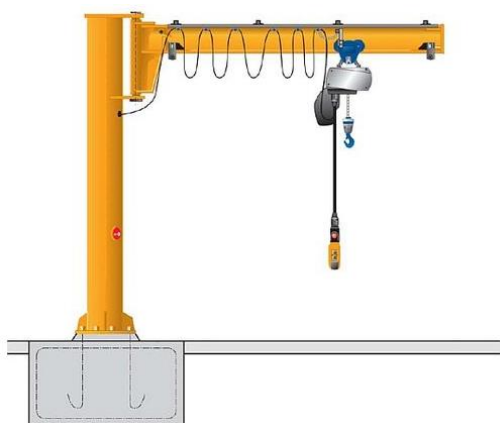
Rozsah použití		Vyložení [m]					
Nosnost [kg]	300°	2	3	4	5	6	7
		80					
		125					
		250					
		500					
		1 000					

Obr. 1 Zobrazení konstrukčního řešení [5]



1.2 SLOUPOVÝ JEŘÁB S VÝLOŽNÍKEM UMÍSTĚNÝM V PATKÁCH S DOLNÍ PODPĚROU

Výložník tohoto typu je tvořen převážně plnostěnnými ocelovými profily. Tento typ je konstruován na vyšší nosnost a poskytuje vyšší zdvih kladkostroje při stejné celkové výšce než předchozí verze. Konstrukční řešení výložníku je shodné s předchozím typem. Rozdíl je v umístění podpory.



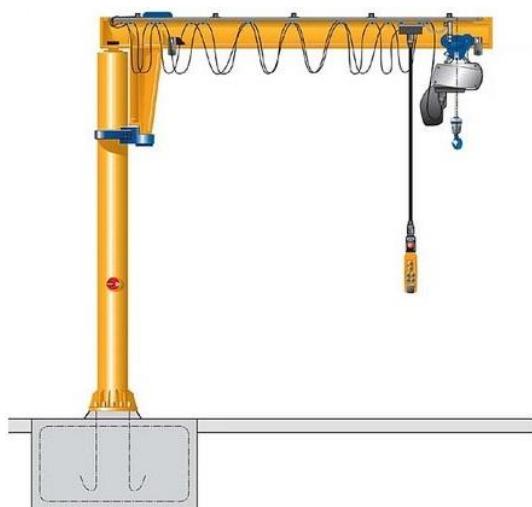
Obr. 2 Zobrazení konstrukčního řešení [5]

Tab. 2 Závislost nosnosti na vyložení

		Rozsah použití								
		Vyložení [m]								
Nosnost [kg]		2	3	4	5	6	7	8	9	10
	80									
	125									
	250									
	500									
	1 000									
	1 600									
	2 000									

1.3 SLOUPOVÝ JEŘÁB S VÝLOŽNÍKEM UMÍSTĚNÝM U ČEPU

Tento typ je konstruován pro nejvyšší nosnost, čemuž odpovídá nejrobustnější konstrukce. Výložník tohoto typu je tvořen výhradně plnostěnným profilem a je uložen v ložisku (Axiálně-radiálním) na čepu horní strany sloupu. Jako podpora často slouží skříňový nosník, na jehož spodní straně je připevněna kladnice se dvěma ložisky opírající se o kovový prstenec. Konstrukce umožňuje, plný rozsah otáčení výložníku o 360°. Umístění výložníku na horní stranu sloupu je výhodné zejména pro haly, kde je omezená výška stropu. Toto řešení poskytuje nejvyšší možnou výšku zdvihu, při stejné maximální výšce ve srovnání s předchozími typy. Nevýhoda spočívá v použitém počtu ložisek a jejich dimenzování zejména na otláčení a nutnost použití kruhového prstence s kladnicí.



Obr. 3 Zobrazení konstrukčního řešení [5]

Tab. 3 Závislost nosnosti na vyložení

		Rozsah použití					
		Vyložení [m]					
Nosnost [kg]		2	3	4	5	6	7
	80						
	125						
	250						
	500						
	1 000						
	1 600						
	2 000						
	2 500						
	3 200						
	4 000						
	5 000						

1.4 SLOUPOVÝ JEŘÁB S VÝLOŽNÍKEM UMÍSTĚNÝM NA VELKOROZMĚROVÉM LOŽISKU

Nejrobustnější konstrukce. Rameno s kladkostrojem těchto jeřábů se otáčí na velkorozměrovém ložisku s vnějším ozubením. Z obrázku č. 4 je patrné, že absence podpory neomezuje délku pojezdu kladkostroje. Konstruováno výhradně s elektrickou otáčí.



Obr. 4 Zobrazení konstrukčního řešení

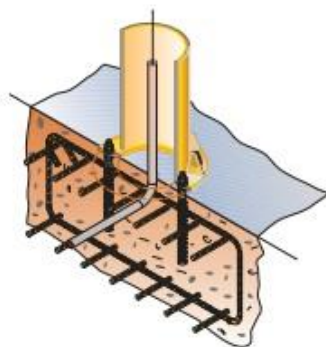


2 ZPŮSOBY UKOTVENÍ SLOUPOVÉHO JEŘÁBU

Důležitým prvkem v konstrukci sloupového jeřábu tvoří správná volba ukotvení jeřábu. V návrhu je třeba počítat s kvalitním podložím o určité tloušťce a použití armovaného betonu. Pokud je sloup montován v hale, kde tyto podmínky není možné vytvořit, lze zvolit jinou variantu ukotvení. Jednotlivé varianty rozeberu v následující kapitole.

2.1 UKOTVENÍ CHEMICKÝMI KOTVAMI

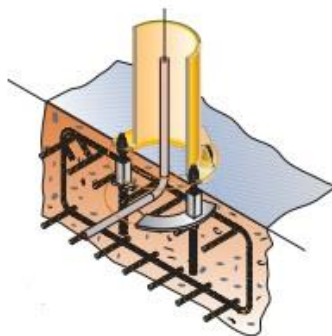
Ukotvení sloupového jeřábu pomocí chemických kotev se volí v případě, kdy je podlaha z armovaného betonu C20/25. Její tloušťka přesahuje 250 mm. Vlastní ukotvení chemickými kotvami se provádí při montáži jeřábu. Pro tuto variantu se nemusí zhotovovat betonové základy, počítá se s podkladem s parametry vypsány výše.



Obr. 5 Ukotvení chemickými kotvami [6]

2.2 UKOTVENÍ KOTEVNÍMI ŠROUBY

Ukotvení kotevními šrouby se volí v případě, kdy podlaha není z armovaného betonu C20/25 a její tloušťka nepřesahuje 250 mm. Šablona a kotevní šrouby jsou dodávány před samotnou montáží jeřábu a jsou zabetonovány dle dodané specifikace. Pomocí šablony se kotvy přesně vyrovnají na vzdálenost upevňovacích otvorů v patě sloupu.

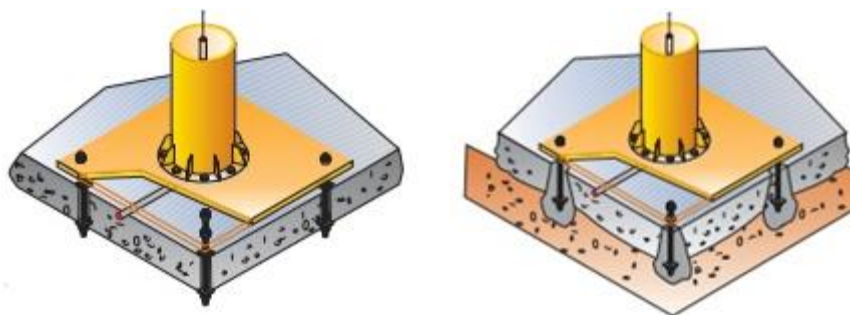


Obr. 6 Ukotvení kotevními šrouby [6]



2.3 UKOTVENÍ NA ROZNÁŠECÍ DESKU

Ukotvení pomocí roznášecí desky se volí v případě, že nejsou předem vyhotoveny základy nebo podmínky neumožňují ukotvení samotnými chemickými kotvami. Roznášecí deska je prvně uchycena hmoždinami nebo chemickými kotvami, k níž je následně přišroubován sloup. Plocha pod deskou musí být vyrovnaná. Zároveň je nutné navrhnout umístění jeřábu tak, aby roznášecí deska nezasahovala do dopravních cest. Tato varianta počítá i s montáží do stropu.



Obr. 7 Ukotvení na roznášecí desku (varianta vlevo pro strop, vpravo pro podlahu)[6]



3 VOLBA DOPLŇKOVÝCH KOMPONENT JEŘÁBU

3.1 ZDVIHACÍ ÚSTROJÍ

3.1.1 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ VÝBĚR

[6] Součástí zadání práce je provedení výběru vhodného kladkostroje. Prošel jsem nabídku současných výrobců a zhotovil tabulku, kde porovnávám vlastnosti zvolených variant. Pro výběr vhodné varianty je nutné zohlednit provozní podmínky. **Maximální nosnost, výšku zdvihu, rychlost zdvihu a provozní skupinu.** Pro zjištění provozní skupiny potřebujeme určit **skupinu zatížení**, které dává poměr doby provozu na velikosti zatížení kladkostroje a **střední dobu chodu** za den T_m . Tato doba je vypočtena z rovnice.

$$T_m = \frac{AHR \times C/h \times Rt}{30 \times S} [h] \quad (1)$$

Kde:





AHR [m] - průměrná výška zdvihu projetá pro danou operaci

C/h [N°] - počet cyklů za hodinu. Cyklus je myšlen zdvihem a spuštěním břemene tj. 2 projeté dráhy zdvihu.

Rt [h/den] - celkový čas provozu kladkostroje za den, při kterém byly vykonány výše vypsané úkony za hodinu

S [m/min] - průměrná rychlost zdvihu, resp. minimální rychlost, s níž byli úkony provedeny.

Tab. 1 Určení skupiny zatížení

Skupina zatížení	Definice skupiny zatížení		Střesení doba chodu t_m za jeden pracovní den v hodinách				
1 (lehký)	$(k \leq 0,50)$ Jen výjimečné nejvyšší namáhání, převážně velmi malé namáhání, malá mrtvá zátěž		≤ 2	2 – 4	4 – 8	8 – 16	> 16
2 (střední)	$(0,50 < k \leq 0,63)$ Častější nejvyšší namáhání, běžně malé namáhání, střední mrtvá zátěž		≤ 1	1 – 2	2 – 4	4 – 8	8 – 16
3 (těžký)	$(0,63 < k \leq 0,80)$ Často nejvyšší namáhání, běžně střední namáhání, velká mrtvá zátěž		$\leq 0,5$	0,5 – 1	1 – 2	2 – 4	4 – 8
4 (velmi těžký)	$(0,80 < k \leq 1)$ Pravidelně nejvyšší namáhání, velmi vysoká mrtvá zátěž		$\leq 0,25$	0,25 – 0,5	0,5 – 1	1 – 2	2 – 4
Skupina hnacího ústrojí dle DIN 15020, příp. FEM 9.511			1Bm	1Am	2m	3m	4m

Tyto parametry jsou začleněny do klasifikace mechanismu dle FEM 9.511: 1Bm, 1Am, 2m, 3m, 4m a ISO 4301: M3, M4, M5, M6, M7. Obecně, čím je uvedeno vyšší číslo, tím kladkostroj snese větší namáhání po delší dobu. Při překročení stanoveného zatížení výrazně klesá teoretická životnost, která je stanovena v následující tabulce.



Tab. 2 Stanovení teoretické životnosti

	Provozní	1Bm/M3	1Am/M4	2m/M5	3m/M6	4m/M7
Řádek	Skupina zatížení	Teoretická životnost D (h)				
1	lehký	3 200	6 300	12 500	25 000	50 000
2	střední	1 600	3 200	6 300	12 500	25 000
3	těžký	800	1 600	3 200	6 300	12 500
4	velmi těžký	400	800	1 600	3 200	6 300

3.1.2 PŘEHLED NABÍZENÝCH KLDKOSTROJŮ

Jelikož nemám v zadání blíže specifikované podmínky provozu, tak jediným kritériem pro výběr je potřebná nosnost 1000kg.

Tab. 3 Nabídka kladkostrojů vybraných výrobců

Výrobce		Abus	Giga	Liftket	Donati	Stahl
Označení		GM4 1000.4-2/14FE	CH3 1000.5-JE	STAR 091/51	DMK 343D/DMT EM4	ST 2010-8/2 KFN 10.20E
Nosnost	[Kg]	1000	1000	1000	1000	1000
Skupina mechanismu FEM, (ISO)	[-]	2m (M5)	3m (M6)	3m(M6)	2m(M5)	2m(M5)
Počet nosných řetězů	[-]	2	2	1	1	1
Hmotnost kladkostroje	[Kg]	44,5	62,8	71,4	89,7	76
Rychlost zdvihu	[m/min]	4/1	5/1,25	8/2	8/1,25	8/2
Výkon motoru zdvihu	[Kw]	0,9/0,22	1,9/0,45	1,8/0,45	1,6/0,5	1,5/0,37
Rychlost pojezdu	[m/min]	20/5	20/5	20/5	22/7	20
Výkon motoru pojezdu	[Kw]	0,25/0,06	0,25/0,06	0,18/0,04	0,25/0,08	/
Pracovní zdvih	[m]	8	7	7	7	7
Hmotnost pojezdu	[Kg]	27,1	24	30	130	16
Zástavbová výška pojezdu a kladkostroje	[mm]	531	625	550	560	432



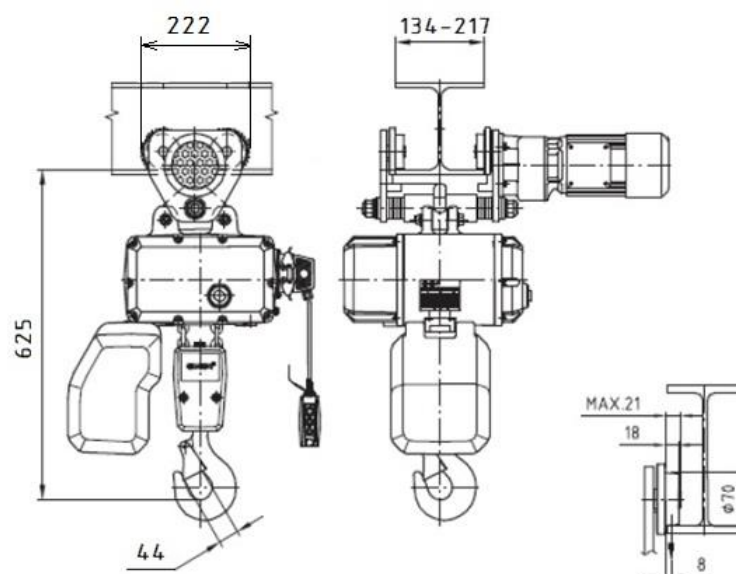
V uvedené tabulce jsem porovnával produkty podle nosnosti a snažil se vybírat produkty s podobnou klasifikací mechanismu. Všechny jsou vybaveny elektrickým kladkostrojem s elektrickým pojezdem. Oba pohony jsou dvourychlostní. Napájení všech variant je třífázové 400V/50Hz. Uvedené hmotnosti jsou přepočítány na zdvih 7 m. Standardní dodávaná délka zdvihu je 3 m u všech výrobců.

3.1.3 VÝBĚR KONKRÉTNÍHO MODELU

Z [7] Volím kladkostroj od firmy Giga model CH3 1000.5-JE českého výrobce. Důvodem je možnost použití v náročnějších podmínkách díky specifikaci dle FEM 3 m. Tato specifikace zaručuje vyšší teoretickou životnost. Na rozdíl od produktu od firmy Liftket, které tuto normu splňuje také, nabízí provedení s dvěma nosnými řetězy, což se podepíše v menších zdvihových rychlostech a mírným snížením dynamického namáhání konstrukce. Další pozitivní věcí je dostupnost servisu v případě poruchy. Výhodou je také funkce mikrozdvihu a mikropojezdu pro snazší manipulaci s materiálem. Zvolený kladkostroj patří mezi nejjednodušší varianty a je dodáván s pojezdovým ústrojím jako celek.

Specifikace neuvedené v tab. 3

- Provozní napětí: 400V, 50Hz
- Krytí motoru: IP55/ motor pojezdu IP54
- Pracovní teplota: -10 + 40 °C
- Pojistka proti přetížení: Prokluzová spojka
- Teoretická životnost: 12 500 h
- Ovládání: Standardně pomocí kabelového ovladače, ovládat lze také přes PC, prostřednictvím komunikačního kabelu, rádiového modemu, přes blue-tooth nebo pomocí mobilní sítě GSM
- Šířka příruby pro pojezd je 134 – 217 mm.
- Elektromotor zdvihu
 - Výkon: 1,9/0,45 [Kw]
 - Zatěžovatel: 30 [%ED]
 - Počet sepnutí: 180 [c/h]

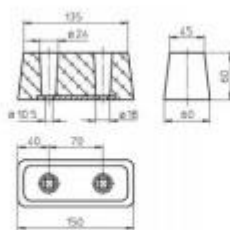


Obr. 8 Schématické zobrazení zvoleného kladkostroje

3.2 KONCOVÉ NÁRAZNÍKY

Koncové nárazníky mají za úkol v případě poruchy pojezdu utlumit ráz vzniklý nájezdem kočky na konec výložníku.

Z [8] jsem vybral obdélníkové gumové nárazníky které jsou schopné pohltit několikanásobek potřebné kinetické energie vypočítané v kap 5.2.



Bestell-Nummer: 017131-060x150P

Technische Merkmale

- Gewicht: 0,65 kg
- Energie W_{\max} : 550 J
- Kraft F: 50 kN

PE¹⁾ = 10 St.; LZ²⁾ = L

Obr. 9 Koncové nárazníky [8]



3.3 KABELOVÁ VLEČKA

[8] Pro vedení kabelu ke kladkostroji jsem vybral kabelovou vlečku od stejného výrobce jako při výběru nárazníků. Tato kabelová vlečka je přímo určená pro pojezd po I profilu. Poskytuje nejjednodušší vedení kabelu k napájení pohonu kladkostroje a pojezdu, díky tomu že se na konstrukci nemusí montovat často používaný pojezd vlečky v C profilu.

Parametry:

Max. rychlost pojezdu 1) [m/min]: 50
Max. nosnost/vozík 1) [kg]: 20
Průměr pojezdových kladek [mm]: 40
Teplotní rozsah [°C]: -20 ... +60
Prostředí: Vnitřní a venkovní aplikace
Pojezdový profil: IPE / INP - profil



Obr. 10 Kabelová vlečka [8]

3.4 RADIOVÝ OVLADAČ

Vzhledem k výšce zdvihu jsem vybral radiový ovladač MC-2-3 od stejného výrobce jako kladkostroj. Tento ovladač výrazně zvyšuje komfort obsluhy. Spolu se zařízením pro monitorování jeřábů Gigatronik a příslušným softwarem lze sledovat tyto funkce:

- Počet pracovních cyklů u hlavního i pomocného zdvihu
- Ujetá dráha pro sledované skupiny (kladkostroj, most).
- Počet spuštění všech sledovaných pohonů.
- Provozní čas pojezdů kladkostroje a mostu.
- Údaje o spektru zatížení jeřábu (kladkostroje), s výpočtem redukovaných hodin provozu.
- Údržbové intervaly pro nejrůznější součásti jeřábu, včetně signalizace s vizualizací.
- Zobrazení aktuální váhy na podsvětleném displeji radiového ovládání.



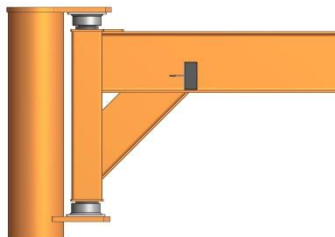
Obr. 11 Radiový ovladač [7]



4 NÁVRH SLOUPOVÉHO JEŘÁBU

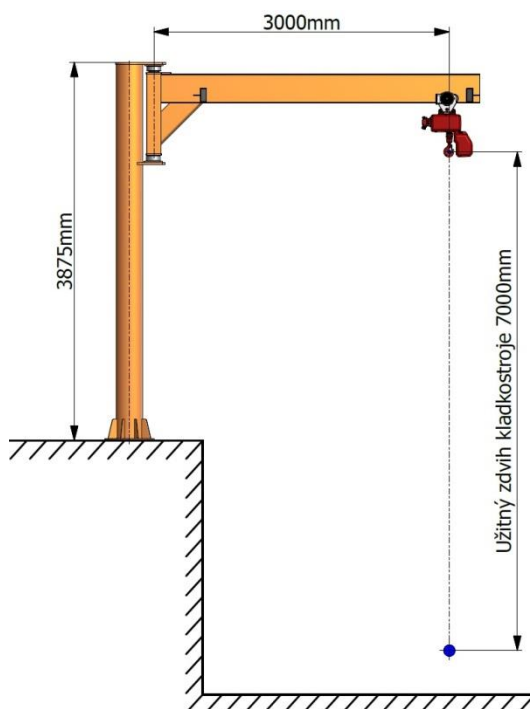
4.1 VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ JEŘÁBU

Jelikož zadání nespecifikuje parametry pro rozsah otáčení, nebo jiné konstrukční prvky volím variantu sloupového jeřábu s výložníkem uloženým v patkách s dolní podpěrrou. Toto řešení je levnější na výrobu, díky menšímu počtu konstrukčních prvků (menší počet ložisek, absence kruhového opěrného prstence, kladnice a kroužkového sběrače) a pro zadanou nosnost a vyložení plně dostačuje. Uvažuji ruční otáčení výložníku.



Obr. 12 Detail uložení zvolené varianty

4.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY SLOUPOVÉHO JEŘÁBU



Obr. 13 Základní schéma

Délka vyložení ramene: 3000 mm – Je to maximální vzdálenost kladkostroje od osy otáčení ramene.

Výška zdvihu kladkostroje: 7000 mm – Je vzdálenost měřená od horní polohy háku k podlaze.



Celková výška konstrukce: 4000 mm - Je vzdálenost od paty sloupu po nejvyšší bod konstrukce. Tento parametr je důležitý s ohledem na maximální výšku stropu, nebo na pracovní prostor mostového jeřábu umístěným ve stejné hale.

Nosnost: 1000 kg Váha, na níž bude dimenzována konstrukce a podle které se vybírá vhodný kladkostroj.

Kladkostroj: Giga CH3 1000.5-JE s elektrickým zdvihem a pojezdem. Oba pohony jsou dvourychlostní.

Ukotvení: Kotevními šrouby. Předpokládáný předem připravený betonový základ, ze kterého budou vystupovat kotevní šrouby rozmístěné podle šablony a kabel s napájením pro kladkostroj.

Ze zadání je patrné, že navrhovaný jeřáb bude sloužit k přemísťování břemen mezi odlišnými úrovněmi podlah.

4.3 VOLBA MATERIÁLŮ

Vzhledem k tomu, že jsem měl určitou představu o profilech použitých v konstrukci jeřábu, prošel jsem nabídku výrobců hutních materiálů a zjistil jsem, v jakých materiálech se dané profily nabízí. Jelikož je většina konstrukce svařovaná hleděl jsem převážně na použitelnost materiálu pro svařování. V konstrukci jsou použity tyto materiály.

Z [9] S235JR (1.0038) dle EN 10027-2

Nelegovaná konstrukční, jakostní ocel. Na ploché a dlouhé výrobky válcované za tepla v tloušťkách do 250 mm včetně, se zaručenou hodnotou nárazové práce při +20°C. Ocel není určena k tepelnému zpracování. Ocel je vhodná ke svařování

Použito pro: Rameno, Podpěru, Příčník, Příložky

Z [9] S355J2H (1.0576) dle EN 10210-1

Nelegovaná jakostní ocel, pro ocelové konstrukce. Na svařované duté profily tvářené za studena, bez následného tepelného zpracování, z nelegovaných a jemnozrnných konstrukčních ocelí (kruhového, čtvercového, obdélníkového průřezu). Vhodná ke svařování všemi svařovacími postupy. Ocel se zaručenou hodnotou nárazové práce při teplotě do -20 °C.

Použito pro: Sloup, horní a dolní patku, žebra (Pro patky a žebra má materiál stejné označení pouze je přidán přívlasek +N, což znamená, že materiál byl normalizačně válcován)

Z [9] 16MnCr5 (1.7131) dle EN 10084

Ocel Mn-Cr legovaná, ušlechtilá, k cementování. Pro předvýrobky válcované za tepla, válcované tyče a dráty, široká ocel, plechy a pásy, volné a zápustkové výkovky. Svařitelnost - vhodná ke svařování

Použito pro: čepy ložisek



5 VÝPOČET SLOUPOVÉHO JEŘÁBU

5.1 URČENÍ CHARAKTERISTIKY PROVOZU

Z [4] norem ČSN 270103 volím tyto charakteristické skupiny

- Druh provozu **D2**

Je určen pro jeřáby s malou pravděpodobností náhodného přetížení. Jeřáby v provozech, kde je hmotnost přepravovaných břemen rozdílná, ale snadno určitelná a dopravují se jednotlivě.

Součinitel zatížení od jmenovitého břemena

$$\gamma_{lo} = 1,3$$

- Zdvihová třída **H2**

Zahrnuje dynamický účinek sil při zvedání nebo spouštění břemene.

Dynamický součinitel zdvihový

$$\delta_h = 1,15 + 0,15 \cdot v_h \quad (2)$$

$$\delta_h = 1,15 + 0,15 \cdot 0,083$$

$$\delta_h = 1,162$$

Kde:

$$v_h = 5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,083 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel zatížení od vlastní hmotnosti

$$\gamma_g = 1,1$$

Dynamický součinitel pojezdový

$$\delta_t = 1,1$$

- Spektrum napětí **S2**
- Provozní skupina **J4**

Pravidelný, ale přerušovaný provoz

5.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Do výpočtu je zahrnuto zatížení od břemene, vlastní hmotnost výložníku, pojezdového a zdvihového ústrojí.

Skutečné zatížení počítáno dle ČSN 270103, ale je značně zjednodušeno. Pro zvolené zatížení uvažuji základní kombinaci zatížení. Působení dynamických vlivů, které nejsou uvažovány v této kapitole, upravím volbou většího návrhového součinitele bezpečnosti.

Gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Součinitel bezpečnosti volím $k_k = 2,5$.

**[4] Zatížení vlastní hmotností kladkostroje**

Hmotnost kladkostroje $m_k = 86,8 \text{ kg}$.

$$\begin{aligned} F_k &= m_k \cdot g \cdot \delta_t \cdot \gamma_g \\ F_k &= 86,8 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \\ F_k &= 1030,32 \text{ N} \end{aligned} \quad (3)$$

[4] Zatížení jmenovitým břemenem

Hmotnost jmenovitého břemene $m_b = 1000 \text{ kg}$.

$$\begin{aligned} F_b &= m_b \cdot g \cdot \gamma_{lo} \cdot \delta_h \\ F_b &= 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,3 \cdot 1,162 \\ F_b &= 14819 \text{ N} \end{aligned} \quad (4)$$

[4] Zátěžná síla

Síla vyvolaná hmotností kladkostroje a břemene působí na stejné nositelce.

$$\begin{aligned} F_z &= F_k + F_b \\ F_z &= 1030,32 + 14819 \\ F_z &= 15849 \text{ N} \end{aligned} \quad (5)$$

[4] Zatížení vlastní hmotností výložníku

Hmotnost výložníku je v tuto chvíli neznámý parametr, jelikož se velikost určí po navržnutí profilu. Výpočty se musí zopakovat tak, aby nedošlo k poddimenzování prvků konstrukce zejména ložisek.

Hmotnost 1 m výložníku: $m_{IPE1} = 42,2 \text{ kg}$.

$$\begin{aligned} F_q &= m_{IPE1} \cdot l_1 \cdot g \cdot \delta_t \cdot \gamma_g \\ F_q &= 42,2 \cdot 3,26 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \\ F_q &= 1633 \text{ N} \end{aligned} \quad (6)$$

Kde:

l_1 [mm] celková délka výložníku $l_1 = 3260 \text{ mm}$



[4] Zatížení způsobené nárazem kočky do nárazníku

Dle normy ČSN 270301 je třeba, aby nárazníky pohltily energii odpovídající 50% maximální rychlosti pojezdu kladkostroje s 80% maximální povolenou hmotností břemene.

$$E_{Knár} = \frac{1}{2} \cdot m_{nár} \cdot v_{nár}^2 \quad (7)$$

$$E_{Knár} = \frac{1}{2} \cdot 800 \cdot 0,167^2$$

$$E_{Knár} = 11,2 \text{ J} \rightarrow \text{Vybraný nárazník musí pohltit energii 11,2 J.}$$

Kde:

$$v_{nár} = 0,5 \cdot \frac{v_{kl}}{\frac{60}{20}} \quad (8)$$

$$v_{nár} = 0,5 \cdot \frac{20}{60}$$

$$v_{nár} = 0,166 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} - \text{Nárazová rychlost}$$

$$m_{nár} = 0,8 \cdot m_{bř} \quad (9)$$

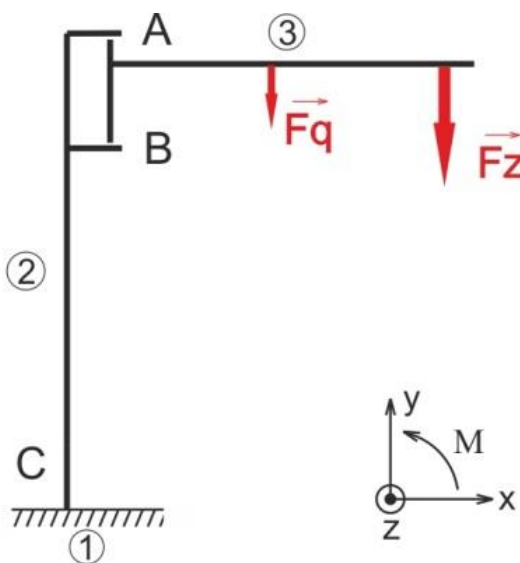
$$m_{nár} = 0,8 \cdot 1000$$

$$m_{nár} = 800 \text{ kg} - \text{Nárazová hmotnost}$$

5.3 VÝPOČET STYKOVÝCH SIL

5.3.1 KINEMATICKÝ ROZBOR SOUSTAVY

V tomto kroku se označí jednotlivá tělesa, určí a označí typy vazeb.



Obr. 14 Schéma jeřábu



- A... Obecná... $\zeta_A = 1$
 B... Rotační... $\zeta_B = 2$
 C... Větvení... $\zeta_C = 3$

Kde:

ζ je počet stupňů volnosti odebraných danou vazbou.

5.3.2 URČENÍ POHYBLIVOST SOUSTAVY

Počet členů soustavy $n = 3$

Předpokládaný počet odebraných deformačních parametrů $\eta = 0$

$$\begin{aligned} i &= (n - 1) \cdot i_v - (\zeta_A + \zeta_B + \zeta_C - \eta) \\ i &= (3 - 1) \cdot 3 - (1 + 2 + 3 - 0) \\ i &= 6 - 6 = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Kde:

n je počet těles

i_v je počet volných stupňů volnosti tělesa v rovině

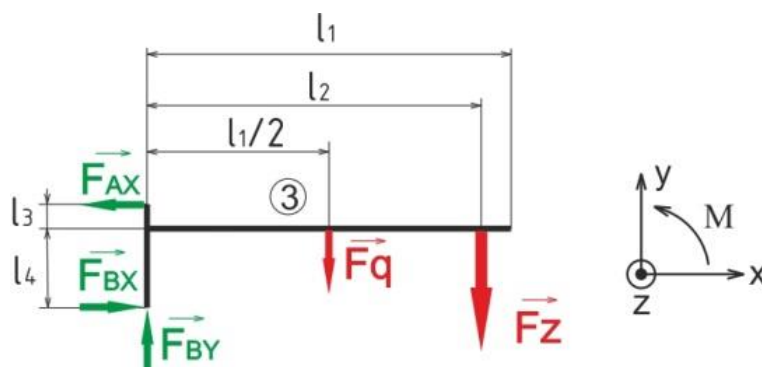
η je počet nezávislých parametrů

Těleso je v rovině XY uloženo s 0° volnosti. Je tedy uloženo nepohyblivě a úlohu můžeme staticky řešit.

5.3.3 UVOLNĚNÍ SOUSTAVY

Uvolnění těles znamená nahrazení vazeb reakčními silami tak, aby byla zachována funkce tělesa. Mezi tělesem ② a tělesem ③ platí zákon akce a reakce, tudíž jsou reakční síly **výložníku ③** ve vazbách A, B stejně velké jako reakční síly **sloupu ②** ve vazbách A, B ale opačně orientované.

UVOLNĚNÍ VÝLOŽNÍKU



Obr. 15 Uvolnění výložníku

Reakce F_{AX} , F_{BX} působí v místě uložení výložníku v patkách sloupu tedy ve středu ložisek. Ve vzdálenosti l_1 zohledňují délku pojezdového ústrojí a délku části výložníku potřebnou pro montáž koncových nárazníků tak, aby byla zajištěna zadaná délka vyložení. Vzdálenosti l_3 a l_4 volím s ohledem na délku příčnicku.

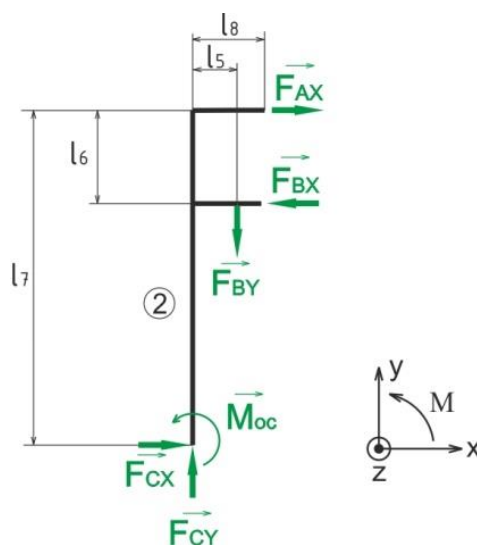
l_1 [mm] celková délka výložníku, $l_1 = 3260$ mm

l_2 [mm] délka vyložení ramene, $l_2 = 3000$ mm

l_3 [mm] vzdálenost středu horního ložiska od střednice výložníku, $l_3 = 250$ mm

l_4 [mm] vzdálenost středu dolního ložiska od střednice výložníku, $l_4 = 670$ mm

UVOLNĚNÍ SLOUPU



Obr. 16 Uvolnění sloupu

Pro zjednodušení předpokládám, že reakce F_{AX} , F_{BX} působí přímo v patkách sloupu. Ve skutečnosti působí ve vzdálenosti $l_3 + l_4$, která je menší než vzdálenost l_6 . Vzdálenost l_6 je zvětšena o délku potřebnou pro uložení ramene. Důsledkem toho je mírné zvýšení reakčního momentu M_{oc} .

l_5 [mm] vzdálenost k ose čepu příčnicku (místo uložení) $l_5 = 250$ mm

l_6 [mm] celková délka potřebná pro uložení výložníku $l_6 = 1000$ mm

l_7 [mm] celková výška konstrukce $l_7 = 4000$ mm

l_8 [mm] celková délka patek $l_8 = 350$ mm

5.3.4 STATICKÝ ROZBOR

POČET NEZNÁMÝCH PARAMETRŮ

$NP = \{ F_{AX}, F_{BX}, F_{CX}, F_{BY}, F_{CY}, M_{OC} \}$

$\mu_F = 5$

$\mu_M = 1$

$\mu_r = 0$

**POČET NEZNÁMÝCH NEZÁVISLÝCH PARAMETRŮ**

$$\mu = \mu_F + \mu_M + \mu_r \quad (11)$$

$$\mu = 5 + 1 + 0$$

$$\mu = 6$$

POČET POUŽITELNÝCH PODMÍNEK STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\nu = (n - 1) \cdot (\nu_F + \nu_M) \quad (12)$$

$$\nu = (3 - 1) \cdot (2 + 1)$$

$$\nu = 6$$

NUTNÁ PODMÍNKA STATICKÉ URČITOSTI

$$\mu = \nu \quad (13)$$

$$6 = 6$$

A zároveň

$$\mu_R + \mu_M \leq \nu_M \quad (14)$$

$$0 + 1 \leq 2$$

Obě podmínky jsou splněny. Úloha je tedy staticky určitá a lze řešit.

5.3.5 VÝPOČET REAKCÍ VE VÝLOŽNÍKU

Pro výložník platí, že všechny síly a momenty, které na něj působí, musí být v rovnováze s reakcemi.

$$\Sigma F_X = 0$$

$$F_{BX} - F_{AX} = 0 \quad (15)$$

$$F_{BX} = F_{AX} = 54575 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$F_{BY} - F_q - F_Z = 0 \quad (16)$$

$$F_{BY} = F_q + F_Z$$

$$F_{BY} = 1633 + 15849$$

$$F_{BY} = 17482 \text{ N}$$



$$\Sigma M_{OB} = 0$$

$$F_{AX} \cdot (l_3 + l_4) - F_q \cdot \frac{l_1}{2} - F_Z \cdot l_2 = 0 \quad (17)$$

$$F_{AX} = \frac{F_q \cdot \frac{l_1}{2} + F_Z \cdot l_2}{l_3 + l_4}$$

$$F_{AX} = \frac{1633 \cdot 1,63 + 15849 \cdot 3}{0,25 + 0,67}$$

$$F_{AX} = 54575 \text{ N}$$

5.3.6 VÝPOČET REAKCÍ VE SLOUPU

Pro sloup platí to stejné jako pro výložník.

$$\Sigma F_X = 0$$

$$F_{AX} - F_{BX} + F_{CX} = 0 \quad (18)$$

$$F_{CX} = F_{BX} - F_{AX}$$

$$F_{CX} = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0$$

$$-F_{BY} + F_{CY} = 0 \quad (19)$$

$$F_{CY} = F_{BY}$$

$$F_{CY} = 17482 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{OC} = 0$$

$$-F_{AX} \cdot l_7 + F_{BX} \cdot (l_7 - l_6) - F_{BY} \cdot l_5 + M_{OC} = 0 \quad (20)$$

$$M_{OC} = F_{AX} \cdot l_7 - F_{BX} \cdot (l_7 - l_6) + F_{BY} \cdot l_5$$

$$M_{OC} = 54575 \cdot 4000 - 54575 \cdot 3000 + 17482 \cdot 250$$

$$M_{OC} = 58945 \text{ Nm}$$

5.3.7 VÝSLEDNÉ REAKCE

Vyřešením 6 rovnic o 6 neznámých jsem vypočítal velikosti všech reakcí po uvolnění jednotlivých členů.

$$F_{AX} = 54575 \text{ N}$$

$$F_{BX} = 54575 \text{ N}$$

$$F_{BY} = 17482 \text{ N}$$

$$F_{CX} = 0 \text{ N}$$

$$F_{CY} = 17482 \text{ N}$$

$$M_{OC} = 58945 \text{ Nm}$$

5.4 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

V této části, určím průběhy jednotlivých složek napětí. Výložník i sloup se tedy rozdělí na intervaly, ve kterých jsou tyto složky napětí vypočítány. Následně se vytipují nebezpečná místa, na která se budou dimenzovat hlavní části konstrukce.

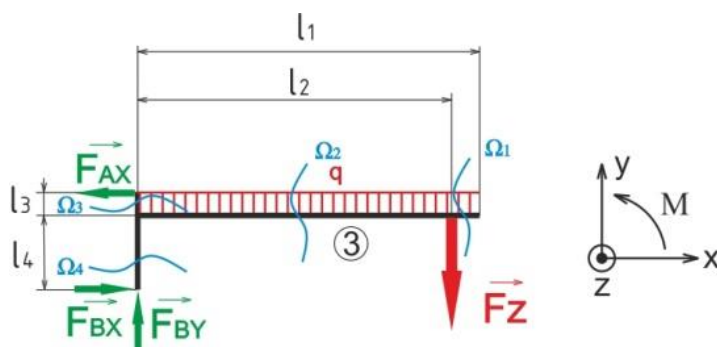
5.4.1 VÝPOČET VVÚ VÝLOŽNÍKU

Spojité zatížení vyvolané hmotností výložníku

$$q_g = m_{IPE1} \cdot g \cdot \delta_t \cdot \gamma_g \quad (21)$$

$$q_g = 42,2 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \cdot 1,1$$

$$q_g = 501 \text{ N/m}$$



Obr. 17 Rozdělení výložníku na intervaly

Řešení intervalu Ω_{13} :

$$\Omega_{13}: x_1 \in \langle 0; l_1 - l_2 \rangle$$

$$N_{13} = 0$$

$$T_{13} = q_g \cdot x_1 \quad (22)$$

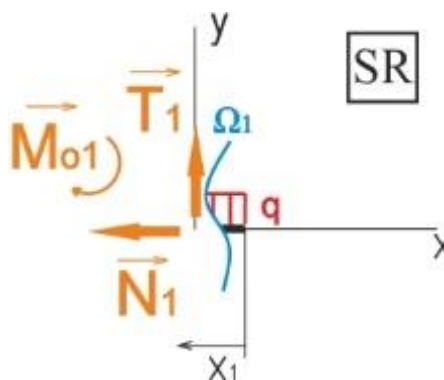
$$T_{13} = 501 \cdot \langle 0; 0,26 \rangle$$

$$T_{13} = \langle 0; 130 \rangle \text{ N}$$

$$M_{013} = -q_g \cdot \frac{x_1^2}{2} \quad (23)$$

$$M_{013} = -501 \cdot \frac{\langle 0^2; 0,26^2 \rangle}{2}$$

$$M_{013} = \langle 0; -17 \rangle \text{ Nm}$$



Obr. 18 Určení VVU I. intervalu

Řešení intervalu Ω_{23} :

$$\Omega_{23}: x_2 \in \langle 0; l_2 \rangle$$

$$N_{23} = 0$$

$$T_{23} = F_Z + q_g \cdot \langle 0,26 + x_2 \rangle \quad (24)$$

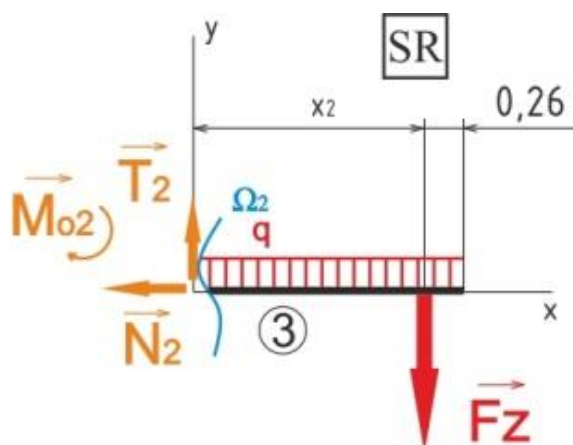
$$T_{23} = 15849 + 501 \cdot \langle 0,26; 3,26 \rangle$$

$$T_{23} = \langle 15979; 17482 \rangle \text{ N}$$

$$M_{023} = -F_Z \cdot x_2 - q_g \cdot \frac{(x_2^2 + 0,26)}{2} \quad (25)$$

$$M_{023} = -15849 \cdot \langle 0; 3 \rangle - 501 \cdot \frac{\langle 0,26^2; 3,26^2 \rangle}{2}$$

$$M_{023} = \langle -17; -50209 \rangle \text{ Nm}$$



Obr. 19 Určení VVU II. intervalu

Řešení intervalu Ω_{33} :

$$\Omega_{33}: y_1 \in \langle 0; l_3 \rangle$$

$$N_{33} = 0$$

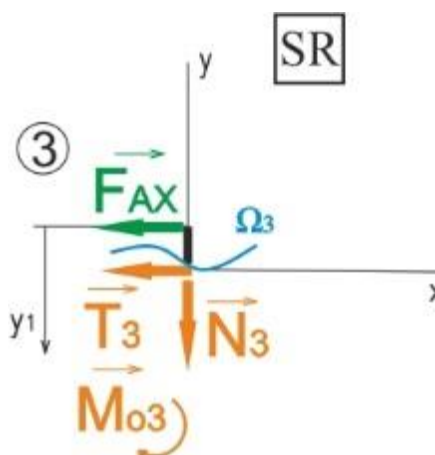
$$T_{33} = -F_{AX} \quad (26)$$

$$T_{33} = -54575 \text{ N}$$

$$M_{033} = F_{AX} \cdot y_1 \quad (27)$$

$$M_{033} = 54575 \cdot \langle 0; 0,25 \rangle$$

$$M_{033} = \langle 0; 13644 \rangle \text{ Nm}$$



Obr. 20 Určení VVU III. intervalu

Řešení intervalu Ω_{43} :

$$\Omega_{43}: y_2 \in \langle 0; l_4 \rangle$$

$$N_{43} = -F_{BY} \quad (28)$$

$$N_{43} = -17482 \text{ N}$$

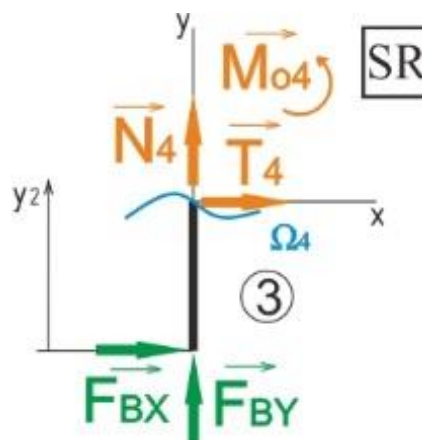
$$T_{43} = -F_{BX} \quad (29)$$

$$T_{43} = -54575 \text{ N}$$

$$M_{043} = -F_{BX} \cdot y_2 \quad (30)$$

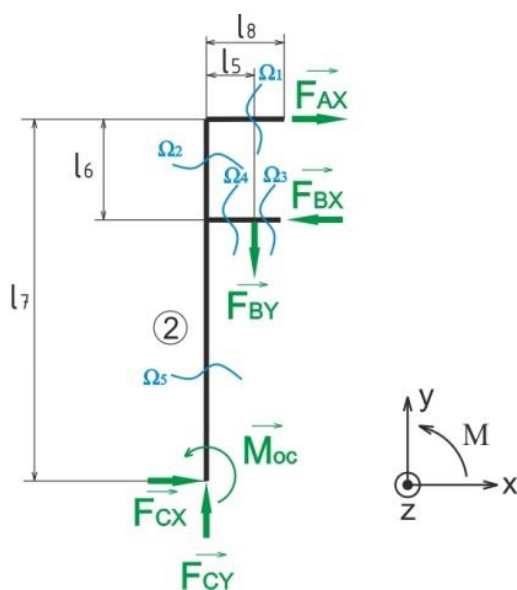
$$M_{043} = -54575 \cdot \langle 0; 0,67 \rangle$$

$$M_{043} = \langle 0; -36565 \rangle \text{ Nm}$$



Obr. 21 Určení VVU IV. intervalu

5.4.2 VÝPOČET VVÚ SLOUPU



Obr. 22 Rozdělení sloupu na intervaly

Řešení intervalu Ω_{12} :

$$\Omega_{12}: x_1 \in \langle 0; l_8 \rangle$$

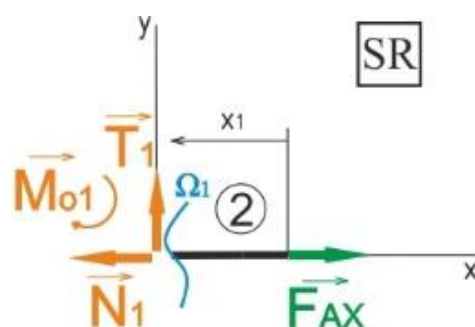
$$N_{12} = F_{Ax}$$

$$N_{12} = 54575 \text{ N}$$

$$T_{12} = 0$$

$$M_{O12} = 0$$

(31)



Obr. 23 Určení VVÚ I. intervalu 1

Řešení intervalu Ω_{22} :

$$\Omega_{22}: y_1 \in \langle 0; l_6 \rangle$$

$$N_{22} = 0$$

$$T_{22} = F_{Ax}$$

$$T_{22} = 54575 \text{ N}$$

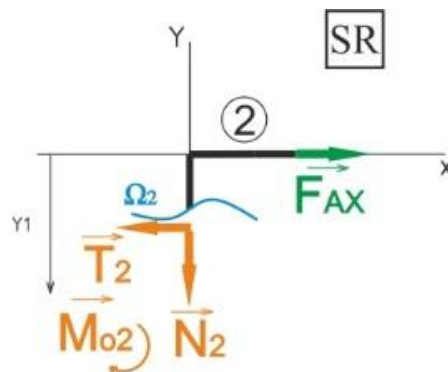
$$M_{O22} = -F_{Ax} \cdot y_1$$

$$M_{O22} = -54575 \cdot \langle 0; 1 \rangle$$

$$M_{O22} = \langle 0; -54575 \rangle \text{ Nm}$$

(32)

(33)



Obr. 24 Určení VVÚ II. intervalu

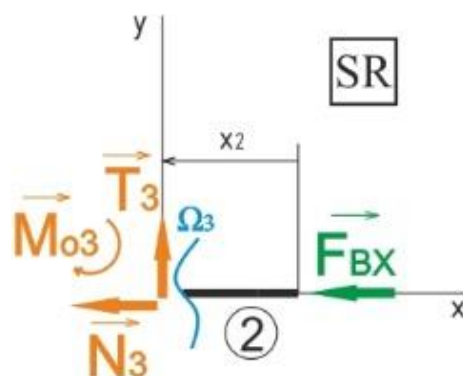
Řešení intervalu Ω_{32} :

$$\Omega_{32}: x_2 \in \langle 0; l_8 - l_5 \rangle$$

$$N_{32} = 0 \text{ N}$$

$$T_{32} = 0$$

$$M_{032} = 0$$



Obr. 25 Určení VVÚ III. intervalu

Řešení intervalu Ω_{42} :

$$\Omega_{42}: x_3 \in \langle 0; l_5 \rangle$$

$$N_{42} = -F_{BX} \quad (34)$$

$$N_{42} = -54575 \text{ N}$$

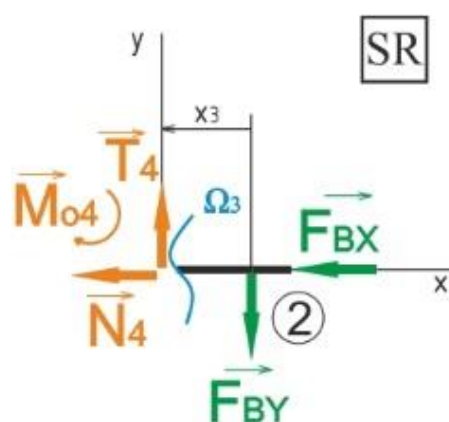
$$T_{42} = F_{BY} \quad (35)$$

$$T_{42} = 17482 \text{ N}$$

$$M_{042} = -F_{BY} \cdot x_3 \quad (36)$$

$$M_{042} = -17482 \cdot \langle 0; 0,25 \rangle$$

$$M_{042} = \langle 0; -4461 \rangle \text{ Nm}$$



Obr. 26 Určení VVÚ IV. intervalu

Řešení intervalu Ω_{52} :

$$\Omega_{52}: y_2 \in \langle 0; l_7 - l_6 \rangle$$

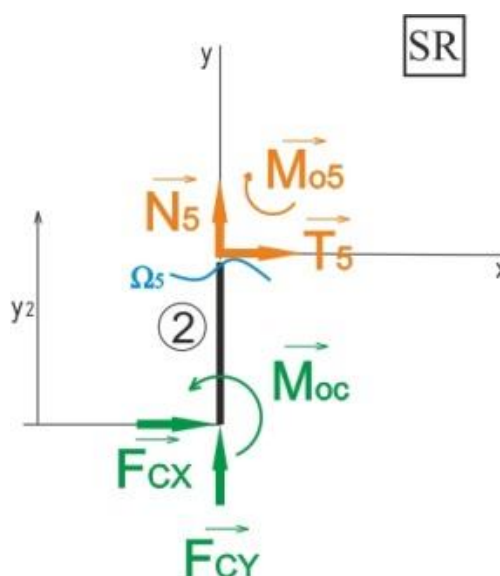
$$N_{52} = -F_{CY} \quad (37)$$

$$N_{52} = -17482 \text{ N}$$

$$T_{52} = F_{CX} = 0 \quad (38)$$

$$M_{052} = M_{OC} \quad (39)$$

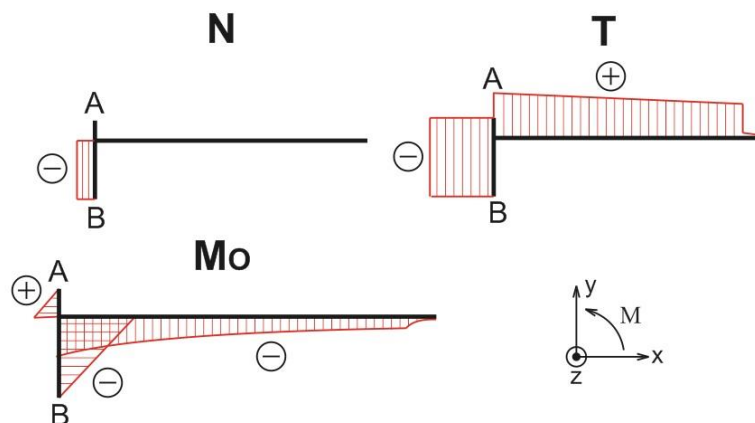
$$M_{052} = -58945 \text{ Nm}$$



Obr. 27 Určení VVÚ V. intervalu

5.5 VYHODNOCENÍ VVÚ

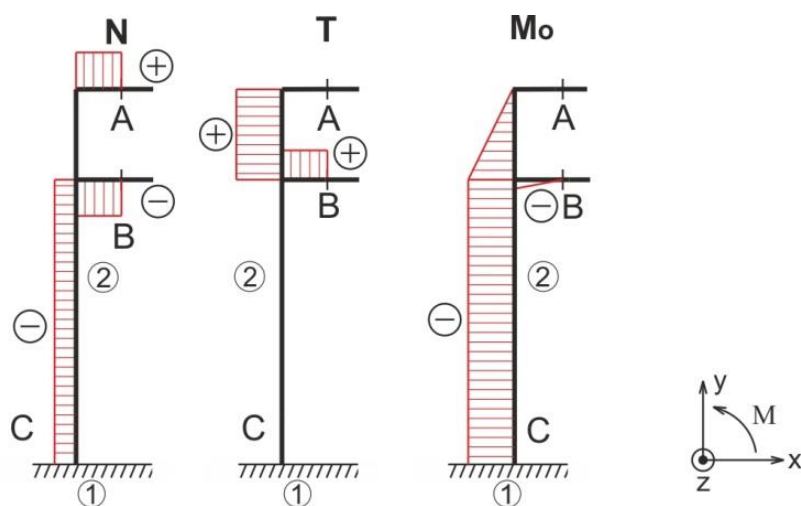
5.5.1 VYHODNOCENÍ VVÚ VÝLOŽNÍKU



Obr. 28 Grafické vyjádření složek N, T, Mo výložníku

Z obrázku 27 jsou patrné jednotlivé namáhání výložníku. Rameno je namáháno ohybem. Na příčník působí kombinace tlakového a ohybového namáhání. Z průběhu VVÚ výložníku lze pozorovat, že největší namáhání vzniká v místě styku ramene s příčníkem. V tomto místě bude umístěna podpora.

5.5.2 VYHODNOCENÍ VVÚ SLOUPU



Obr. 29 Grafické vyjádření složek N, T, Mo sloupu

Z výše uvedeného obrázku vyplývá, že na sloup působí tlaková a ohybová složka napětí. Horní patka je zatížena na tah, na spodní působí kombinace tlaku a ohybu.

5.6 VÝPOČET VÝLOŽNÍKU

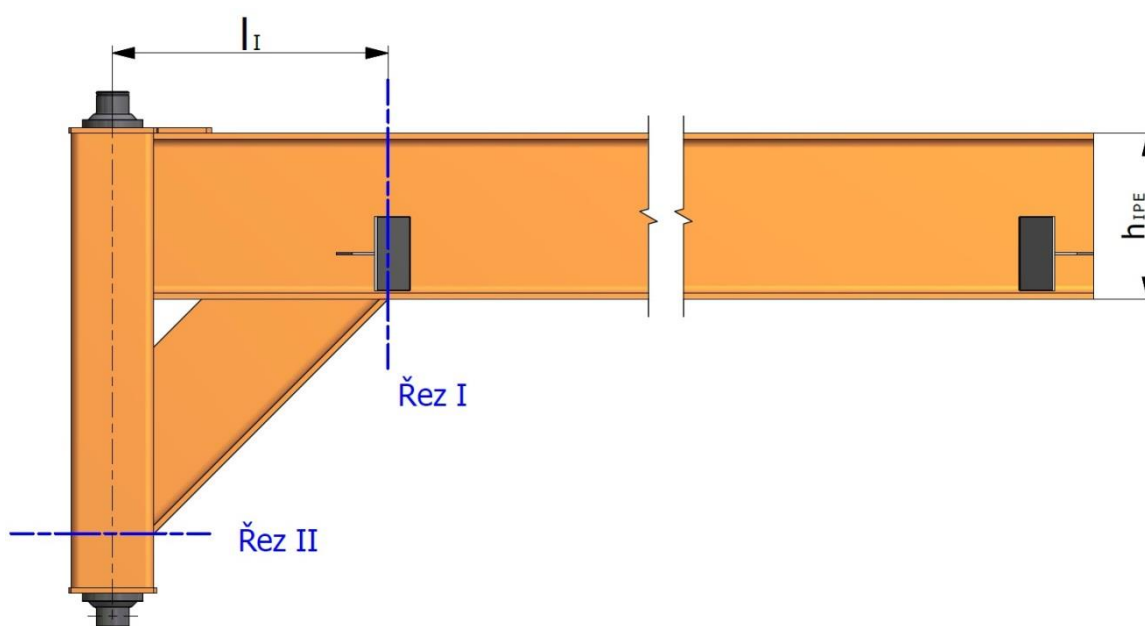
Ve výložníku určím 2 nebezpečné průřezy, ke kterým provedu výpočet dle mezního stavu pružnosti. Uvažuji statické namáhání. Profil ramene určím z I. Průřezu

Rameno i podpěra je vyrobena z profilu IPE. Tento profil má největší poměr průřezového modulu v ohybu v zatěžované ose ku vlastní hmotnosti.

Materiál ramene, podpěry a příčníku volím:

S235JR (1.0038) dle EN 10027-2 (obdobná jako 11.375 dle ČSN 42 0002).

$$R_{eV} = R_{eP} = R_{ePŘ} = 235 \text{ MPa}$$



Obr. 30 Zobrazení kritických míst výložníku

Výpočet dovoleného napětí v ohybu průřezu 1 a II

$$k_k = \frac{R_{eV}}{\sigma_{ODV}} \rightarrow \sigma_{ODV} = \frac{R_{eV}}{k_k} \quad (40)$$

$$\sigma_{ODV} = \frac{235}{2,5}$$

$$\sigma_{ODV} = 94 \text{ MPa}$$

Výpočet minimálního průřezového modulu v ohybu v průřezu I

$$\sigma_{ODV} = \frac{M_{OI}}{W_{OImin}} \rightarrow W_{OImin} = \frac{M_{OI}}{\sigma_{ODV}} \quad (41)$$

$$W_{OImin} = \frac{42313}{94}$$

$$W_{OImin} = 450 \text{ cm}^3$$



Kde:

$$M_{OI} = F_Z \cdot (l_2 - l_I) + q_g \cdot (l_1 - l_I) \quad (42)$$

$$M_{OI} = 15849 \cdot (3 - 0,42) + 501 \cdot (3,26 - 0,42)$$

$$M_{OI} = 42313 \text{ Nm}$$

Z [9] volím tyč o větším průřezovém modulu W_{OIPE} než W_{OI}

$$W_{OIPE} = 557 \text{ cm}^3$$

Zvolený profil

[katalog ferona] Tyč průřezu IPE válcovaná za tepla, DIN 1025-5, IPE 300

Skutečné ohybové napětí v průřezu I

$$\sigma_{OI} = \frac{M_{OI}}{W_{OIPE}} \quad (43)$$

$$\sigma_{OI} = \frac{42313}{557}$$

$$\sigma_{OI} = 76 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OI} < \sigma_{ODV} \quad (44)$$

$$76 \text{ MPa} < 94 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Zvolený profil vyhovuje}$$

Výpočet minimálního průřezového modulu v ohybu v průřezu II

$$\sigma_{ODV} = \frac{M_{OII}}{W_{OIImin}} \rightarrow W_{OIImin} = \frac{M_{OII}}{\sigma_{ODV}} \quad (45)$$

$$W_{OIImin} = \frac{46389}{94}$$

$$W_{OIImin} = 493,5 \text{ cm}^3$$

Kde:

$$M_{OII} = F_{BX} \cdot \left(l_6 - \frac{h_{IPE}}{2} \right) \quad (46)$$

$$M_{OII} = 54575 \cdot (1 - 0,150)$$

$$M_{OII} = 46389 \text{ Nm}$$

Průřezový modul v řezu II

$$\sigma_{ODV} = \frac{M_{OII}}{W_{OIImin}} \rightarrow W_{OIImin} = \frac{M_{OII}}{\sigma_{ODV}} \quad (47)$$

$$W_{OIImin} = \frac{5458}{94}$$

$$W_{OIImin} = 58 \text{ cm}^3$$



Kde:

$$M_{OII} = F_{BX} \cdot \left(l_4 - \left(\frac{h_{IPE}}{2} + l_I \right) \right) \quad (48)$$

$$M_{OII} = 54575 \cdot \left(0,67 - \left(\frac{0,300}{2} + 0,42 \right) \right)$$

$$M_{OII} = 5458 \text{ Nm}$$

Volím tyč o větším průřezovém modulu $W_{OPŘ}$ než W_{OIImin}

Zvolený profil

Z [9] volím profil uzavřený svařovaný černý se čtvercovým průřezem, EN 10219, rozměr 150x5

$$W_{OPŘ} = 130,95 \text{ cm}^3$$

$$S_{PŘ} = 28,36 \text{ cm}^2$$

Skutečný průřezový modul v řezu II

V průřezu 2 působí také tlakové napětí od posouvající síly o velikosti F_{NII} .

$$F_{NII} = N_{43} = 17482 \text{ N}$$

$$\sigma_{OII} = \frac{M_{OII}}{W_{OPŘ}} + \frac{F_{NII}}{S_{PŘ}} \quad (49)$$

$$\sigma_{OII} = \frac{5458}{130,95 \cdot 10^3} + \frac{17482}{2836}$$

$$\sigma_{OII} = 48 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OII} < \sigma_{ODV}$$

$48 \text{ MPa} < 94 \text{ MPa} \Rightarrow$ Zvolený profil vyhovuje



5.7 VÝPOČET SLOUPU

Pro výpočet uvažuji pouze namáhání ohybem. Tlakové namáhání z důvodu jeho velikosti zanedbávám.

Sloup je vyroben z ocelové kruhové bezešvé trubky

Materiál sloupu volím:

S355J2H (1.0576) dle EN 10210-1

$R_{eS} = 355 \text{ MPa}$

Výpočet dovoleného napětí v ohybu sloupu

$$k_k = \frac{R_{eS}}{\sigma_{ODS}} \rightarrow \sigma_{ODS} = \frac{R_{eS}}{k_k} \quad (50)$$

$$\sigma_{ODS} = \frac{355}{2,5}$$

$$\sigma_{ODS} = 142 \text{ MPa}$$

Výpočet minimálního průřezového modulu v ohybu sloupu

$$\sigma_{ODS} = \frac{M_{OS}}{W_{OSmin}} \rightarrow W_{OSmin} = \frac{M_{OS}}{\sigma_{ODS}} \quad (51)$$

$$W_{OSmin} = \frac{58945}{142}$$

$$W_{OSmin} = 415 \text{ cm}^3$$

Kde:

$$M_{OS} = M_{OC} = 58945 \text{ Nm} \quad (52)$$

Volba rozměrů trubky

Průřezový modul kruhové trubky je závislý na vnějším a vnitřním průměr dle vztahu

$$W_{OS} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_S^4 - d_S^4}{D_S} \quad (53)$$

Kde:

D_S [mm] vnější průměr

d_S [mm] vnitřní průměr

Volím trubku o rozměrech $D_S = 273 \text{ mm}$, $d_S = 248 \text{ mm}$

$$W_{OS} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,273^4 - 0,248^4}{0,273} \quad (54)$$

$$W_{OS} = 637 \text{ cm}^3$$

Zvolený profil

Z [9] volím trubku bezešvou hladkou kruhovou, EN 10220, průměr 273x12,5



Skutečné ohybové napětí ve sloupu

$$\begin{aligned}\sigma_{OS} &= \frac{M_{OS}}{W_{OS}} \\ \sigma_{OS} &= \frac{58945}{637} \\ \sigma_{OS} &= 92,5 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{55}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{OS} &< \sigma_{ODS} \\ 92,5 \text{ MPa} &< 142 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Zvolený profil vyhovuje}\end{aligned}\tag{56}$$

5.8 VÝPOČET LOŽISKA V BODĚ B

V bodě působí reakce F_{BX} a F_{BY} . Ložisko tedy musí přenést axiální a radiální složky síly. Uvažuji statické namáhání z důvodu nízkých otáček při otáčení výložníku. Při výpočtu vhodného ložiska se řídím postupy dané výrobcem.

[10] Výpočet ekvivalentního statického zatížení

$$\begin{aligned}P_{OB} &= F_{RB} + Y_O \cdot F_{AB} \\ P_{OB} &= 54575 + 2,8 \cdot 17482 \\ P_{OB} &= 103525 \text{ N}\end{aligned}\tag{57}$$

Kde:

$F_{RB}[N]$ radiální zatížení ložiska $F_{RB} = F_{BX} = 54575 \text{ N}$
 $F_{AB}[N]$ axiální zatížení ložiska $F_{AB} = F_{BY} = 17482 \text{ N}$
 $Y_O[-]$ součinitel axiálního zatížení $Y_O = 2,8$

[10] Výpočet statické únosnosti

$$\begin{aligned}C_{OB} &= P_{OB} \cdot s_O \\ C_{OB} &= 103525 \cdot 1,5 \\ C_{OB} &= 155289 \text{ N}\end{aligned}\tag{58}$$

Kde:

$s_O[-]$ součinitel statické bezpečnosti $s_O = 1,5$ vybráno z katalogu SKF

Z [10] volím dvouřadé soudečkové ložisko s dvojitým těsněním z nitrilové pryže BS2-2212-2CS/VT143 o větší statické únosnosti než je vypočtená hodnota. Toto ložisko je naplněno mazivem, které plní funkci po celou dobu živostnosti ložiska.



Základní rozměry			Základní hodnoty zatížení		Mezní únavové namáhání	Hodnoty rychlosti	Omezující rychlost	Hmotnost	Označení
d	D	B	dynamické C	statické C ₀	P ₀	Referenční rychlost			** ložisko SKF Explorer
mm			kN		kN	r/min		kg	-
60	110	34	156	166	18,6	-	1600	1,3	BS2-2212-2CS/VT143 *

Faktory výpočtu
e 0,24
Y₁ 2,8
Y₂ 4,2
Y₀ 2,8

Obr. 31 Zvolené ložisko pro bod B

$C_{OB} < C_{OD}$
 $155289 \text{ N} < 166000 \text{ N}$
Zvolené ložisko vyhovuje.

5.9 VÝPOČET LOŽISKA V BODĚ A

V bodě A působí pouze reakce F_{AX} Kterou musí ložisko zachytit. Stejně jako u výpočtu ložiska v bodě B uvažují statické namáhání a řídím se postupem výpočtu daným výrobcem.

[10] Výpočet ekvivalentního statického zatížení

$$P_O = F_{RA} + Y_O \cdot F_{AB} \Rightarrow F_{AB} = 0 \Rightarrow P_O = F_{RA} \quad (59)$$

$$P_O = 54575 \text{ N}$$

Kde:

$$F_{RA} [N] \text{ radiální zatížení ložiska } F_{RA} = F_{AX} = 54575 \text{ N}$$

[10] Výpočet statické únosnosti

$$\begin{aligned}
C_{OA} &= P_{OA} \cdot S_O \\
C_{OA} &= 54575 \cdot 1,5 \\
C_{OA} &= 81872 \text{ N}
\end{aligned} \quad (60)$$

Z [10] volím stejné ložisko jako v bodě B. Důvodem je použití stejného čepu a ložiskového tělesa, což šetří náklady. Uložení v soudečkových ložiscích dokáže navíc eliminovat nesouososti čepů, což přináší výhodu pro výrobu a montáž.

$$C_{OA} < C_{OD}$$

$$81872 \text{ N} < 166000 \text{ N}$$

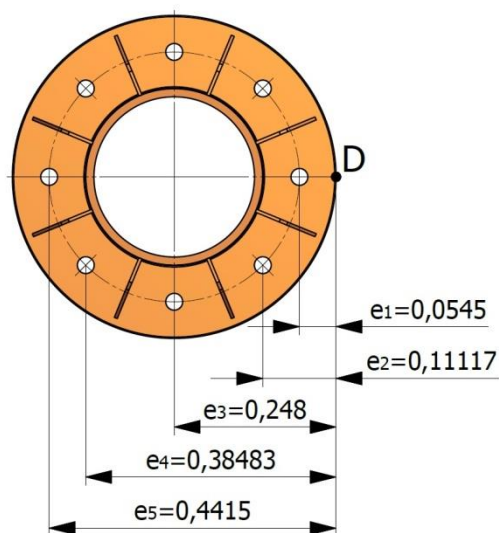
Zvolené ložisko vyhovuje.

5.10 VÝPOČET KOTEVNÍCH ŠROUBŮ

Upevnění jeřábu je provedeno kotevními šrouby do předem připraveného betonového základu. Šrouby musí bezpečně přenést klopící moment. Uvažuji použití šroubů s pevností 8.8.

$$M_{KL} = M_{OC} = 58945 \text{ Nm}$$

$$R_{e\dot{S}R} = 640 \text{ MPa}$$



Obr. 32 Znáznornění vzdáleností od klopné hrany

Výpočet dovoleného napětí na šroub

$$k_k = \frac{R_{e\dot{S}R}}{\sigma_{OD\dot{S}R}} \rightarrow \sigma_{OD\dot{S}R} = \frac{R_{e\dot{S}R}}{k_k} \quad (61)$$

$$\sigma_{D\dot{S}R} = \frac{640}{2,5}$$

$$\sigma_{D\dot{S}R} = 256 \text{ MPa}$$



Výpočet síly ve šroubu

V tomto výpočtu předpokládám lineární nárůst síly ve šroubu od hrany klopení

$$\begin{aligned}
 F_{s1} &= k \cdot e_1 \\
 F_{s2} &= k \cdot e_2 \\
 F_{s3} &= k \cdot e_3 \\
 F_{s4} &= k \cdot e_4 \\
 F_{s5} &= k \cdot e_5
 \end{aligned} \tag{62}$$

Výpočet směrnice zatížení k

$$\begin{aligned}
 \Sigma M_{OD} &= 0 \\
 M_{KL} + F_{s1} \cdot e_1 + 2F_{s2} \cdot e_2 + 2F_{s3} \cdot e_3 + 2F_{s4} \cdot e_4 + F_{s5} \cdot e_5 &= 0 \\
 -M_{KL} &= F_{s1} \cdot e_1 + 2F_{s2} \cdot e_2 + 2F_{s3} \cdot e_3 + 2F_{s4} \cdot e_4 + F_{s5} \cdot e_5
 \end{aligned} \tag{63}$$

Dosazením z předchozího stavu dostaneme rovnici

$$\begin{aligned}
 -M_{KL} &= k \cdot e_1^2 + 2k \cdot e_2^2 + 2k \cdot e_3^2 + 2k \cdot e_4^2 + k \cdot e_5^2 \\
 k &= \frac{M_{KL}}{e_1^2 + e_2^2 + e_3^2 + e_4^2 + e_5^2} \\
 k &= \frac{58945}{0,0545^2 + 0,11117^2 + 0,248^2 + 0,38483^2 + 0,4415^2} \\
 k &= 140396 \frac{N}{m}
 \end{aligned} \tag{64}$$

Výpočet největší síly ve šroubu

$$\begin{aligned}
 F_{sMAX} &= k \cdot e_5 \\
 F_{sMAX} &= 140396 \cdot 0,4415 \\
 F_{sMAX} &= 61985 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{65}$$

Výpočet potřebné plochy šroubu

$$\begin{aligned}
 \sigma_{DŠR} &= \frac{F_{sMAX}}{A_s} \rightarrow A_{smin} = \frac{F_{sMAX}}{\sigma_{DŠR}} \\
 A_{smin} &= \frac{61985}{256} \\
 A_{smin} &= 242 \text{ mm}^2
 \end{aligned} \tag{66}$$

Volím kotevní šroub [1] M24x3 $A_s = 353 \text{ mm}^2$

Skutečného napětí ve šroubu

$$\sigma_{\text{šR}} = \frac{F_{\text{šMAX}}}{A_{\text{š}}} \quad (67)$$

$$\sigma_{\text{šR}} = \frac{61985}{353}$$

$$\sigma_{\text{šR}} = 176 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{šR}} < \sigma_{\text{DšR}}$$

$$176 \text{ MPa} < 256 \text{ MPa}$$

Zvolený šroub vyhovuje

5.11 VÝPOČET HORNÍ PATKY

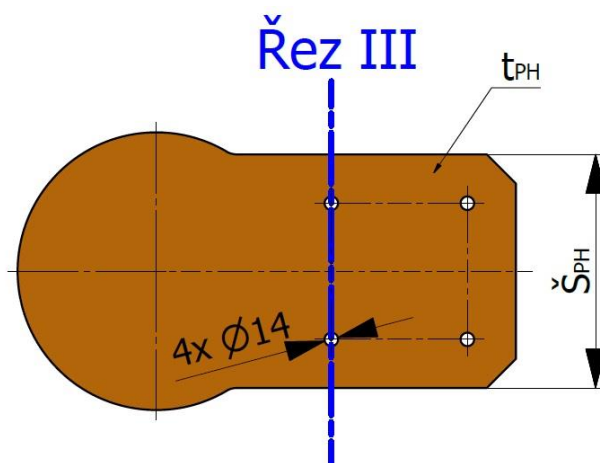
Horní patka je zatížena tahem od síly F_{AX} . Díry ve kterých je našroubováno ložiskové těleso působí jako koncentrátoři napětí.

Materiál horní patky volím:

S355J2+N (1.0577) dle EN 10025-2

$$R_{eP} = 345 \text{ MPa}$$

$$R_{mP} = 495 \text{ MPa}$$



Obr. 33 Zobrazení kritického průřezu horní patky

Výpočet dovoleného napětí v horní patce

$$k_k = \frac{R_{eP}}{\sigma_{DPH}} \rightarrow \sigma_{DPH} = \frac{R_{eP}}{k_k} \quad (68)$$

$$\sigma_{DPH} = \frac{345}{2,5}$$

$$\sigma_{DPH} = 138 \text{ MPa}$$



Výpočet součinitele tvaru

$$\begin{aligned}\frac{d}{w} &= \frac{d_o}{\check{S}_p} \\ \frac{d}{w} &= \frac{14}{240} \\ \frac{d}{w} &= 0,058\end{aligned}\tag{69}$$

[1] součinitel tvaru $\alpha = 2,8$

[1] Výpočet součinitele vrubu

$$\begin{aligned}\beta &= \frac{\alpha}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha - 1)}{\alpha} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \\ \beta &= \frac{2,8}{1 + \frac{2 \cdot (2,8 - 1)}{2,8} \cdot \frac{0,592}{2,65}} \\ \beta &= 2,17\end{aligned}\tag{70}$$

Kde:

$$\sqrt{a} = \sqrt{\frac{174}{R_{mP}}} = \frac{174}{495} = 0,592 \quad \text{Heywoodův parametr}$$

$$\sqrt{r} = \sqrt{\frac{D}{2}} = \sqrt{\frac{14}{2}} = 2,65 \sqrt{\text{mm}} \quad \text{poloměr vrubu}$$

Výpočet minimální plochy průřezu III

$$\begin{aligned}\sigma_{DPH} &= \frac{F_{AX}}{S_{PHmin}} \cdot \beta \rightarrow S_{PHmin} = \frac{F_{AX}}{\sigma_{DPH}} \cdot \beta \\ S_{PHmin} &= \frac{54575}{138} \cdot 2,17 \\ S_{PHmin} &= 858 \text{ mm}^2\end{aligned}\tag{71}$$

Výpočet skutečné plochy průřezu

$$\begin{aligned}S_{PH} &= (\check{S}_{PH} - 2 \cdot d_o) \cdot t_{PH} \\ S_{PH} &= (240 - 2 \cdot 14) \cdot 20 \\ S_{PH} &= 4240 \text{ mm}^2\end{aligned}\tag{72}$$



Skutečné napětí v průřezu III

$$\sigma_{PH} = \frac{F_{AX}}{S_{PH}} \cdot \beta \quad (73)$$

$$\sigma_{PH} = \frac{54575}{4240} \cdot 2,17$$

$$\sigma_{PH} = 28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{PH} < \sigma_{DPH}$$

$$28 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa} \rightarrow \text{Zvolená patka vyhovuje}$$

5.12 VÝPOČET DOLNÍ PATKY

Dolní patka je na rozdíl od horní zatížena kombinovaným namáháním. Tlakem od síly F_{BX} a ohybem od síly F_{BY} , ale z výpočtu horní patky lze uvažovat velkou rezervu v dovoleném napětí.

Dolní patka je vytvořena ze stejného materiálu o stejné tloušťce jako patka horní. Vzhledem k rezervě v napětí neuvažují výpočet dolní patky.



6 KONTROLA SVARŮ SLOUPOVÉHO JEŘÁBU

6.1 KONTROLA SVARU HORNÍ PATKY SE SLOUPEM

Svar horní patky je namáhán smykem od síly F_{AX} .

Svar je proveden elektrodou E 8013 dle AWS, šířka svaru $z_{SHP} = 4 \text{ mm}$, dovolené smykové napětí elektrody, $\tau_{DE8} = 165 \text{ MPa}$

Průměr sloupu $D_S = 273 \text{ mm}$

Materiálové vlastnosti sloupu, horní patky a elektrody

Sloup:

S355J2H (1.0576) dle EN 10210-1

$R_{eS} = 355 \text{ MPa}$

$R_{mS} = 495 \text{ MPa}$

Horní patka:

S355J2+N (1.0577) dle EN 10025-2

$R_{eP} = 345 \text{ MPa}$

$R_{mP} = 495 \text{ MPa}$

[1] Elektroda:

$R_{eE8} = 462 \text{ MPa}$

$R_{mE8} = 551 \text{ MPa}$

Elektroda má lepší materiálovou charakteristiku, než spojovaný materiál tudíž je vhodná pro svařování sloupu a horní patky. Materiál horní patky uvažují jako základní materiál a vzhledem k němu výpočet dovoleného smykového napětí.

Výpočet dovoleného smykového napětí

$$\begin{aligned}\tau_{DHP} &= 0,4 \cdot R_{eP} \\ \tau_{DHP} &= 0,4 \cdot 345 = 138 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{74}$$

Smykové napětí svaru horní patky od posouvající síly

$$\begin{aligned}\tau_{HP} &= \frac{F_{AX}}{S_{SDP}} \\ \tau_{HP} &= \frac{54575}{2451} \\ \tau_{HP} &= 22 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{75}$$

Kde:

$$\begin{aligned}S_{SDP} &= \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot [(D_S + 2 \cdot 0,707 \cdot z_{SHP})^2 - D_S^2] \\ S_{SDP} &= \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot [(273 + 2 \cdot 0,707 \cdot 4)^2 - 273^2] \\ S_{SDP} &= 2451 \text{ mm}^2 - \text{Plocha účinného průřezu svaru horní patky.}\end{aligned}\tag{76}$$



Bezpečnost svaru horní patky

$$k_{SHP} = \frac{\tau_{DHP}}{\tau_{HP}} \quad (77)$$

$$k_{SHP} = \frac{138}{22} = 6,27 \rightarrow \text{Svar vydrží dané zatížení}$$

$$\tau_{HP} < \tau_{DHP} < \tau_{DE8}$$

$$22 \text{ MPa} < 138 \text{ MPa} < 165 \text{ MPa}$$

6.2 KONTROLA SVARU DOLNÍ PATKY SE SLOUPEM

Svar dolní patky je namáhán kombinovaným zatížením.

Materiál dolní patky je stejný jako materiál horní patky. Použitá elektroda je taktéž stejná proto použijí vztahy z kap. 6.1. Šířka svaru dolní patky $z_{SDP} = 6 \text{ mm}$

Délka svaru dolní patky $l_{SDP} = 251 \text{ mm}$

Tloušťka dolní patky $t_{SDP} = 20 \text{ mm}$

Smykové napětí svaru dolní patky od posouvající síly

$$\tau_{DP}' = \frac{F_{BY}}{1,414 \cdot z_{SDP} \cdot (l_{SDP} + t_{DP})} \quad (78)$$

$$\tau_{DP}' = \frac{17482}{1,414 \cdot 6 \cdot (251 + 20)}$$

$$\tau_{DP}' = 8 \text{ MPa}$$

Smykové napětí svaru dolní patky od ohybového momentu

$$\tau_{DP}'' = \frac{M_{OSDP} \cdot c_{SDP}}{0,707 \cdot z_{SDP} \cdot J_{ZU}} \quad (79)$$

$$\tau_{DP}'' = \frac{1984207 \cdot 10}{0,707 \cdot 6 \cdot 1004000}$$

$$\tau_{DP}'' = 5 \text{ MPa}$$

Kde:

$$J_{ZU} = \frac{t_{DP}^2}{6} \cdot (3 \cdot t_{SDP} \cdot l_{SDP}) \quad (80)$$

$J_{ZU} = 1004000 \text{ mm}^3$ – Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu

$$M_{OSDP} = F_{BY} \cdot \left(l_5 - \frac{D_S}{2} \right) \quad (81)$$

$M_{OSDP} = 1984207 \text{ Nmm}$ – Ohybový moment působící na svar

$$c_{SDP} = \frac{t_{SDP}}{2} \quad (82)$$

$c_{SDP} = 10 \text{ mm}$ – vzdálenost těžiště svaru od hrany



Výsledné smykové napětí ve svaru dolní patky

$$\begin{aligned}\tau_{DP} &= \sqrt{\tau_{DP'}^2 + \tau_{DP''}^2} \\ \tau_{DP} &= \sqrt{8^2 + 5^2} \\ \tau_{DP} &= 10 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{83}$$

Bezpečnost svaru dolní patky

$$\begin{aligned}k_{SDP} &= \frac{\tau_{DSP}}{\tau_{DP}} \\ k_{SDP} &= \frac{138}{10} = 13,8\end{aligned}\tag{84}$$

$$\begin{aligned}\tau_{DP} &< \tau_{DHP} = \tau_{DSP} < \tau_{DE8} \\ 10 \text{ MPa} &< 138 \text{ MPa} < 165 \text{ MPa} \rightarrow \text{Zvolený svar vydrží dané napětí}\end{aligned}$$

6.3 KONTROLA SVARU ČEPU S PŘÍČNÍKEM

Ve výpočtu uvažuji pouze smykové namáhání silou F_{AX} . Jelikož $F_{AX} = F_{BX}$ platí výpočet i pro svar čepu na opačném konci výložníku.

Svar je proveden elektrodou E 8013. Šířka svaru čepu $z_{S\check{c}} = 8 \text{ mm}$. Dovolené smykové napětí elektrody, $\tau_{DE8} = 165 \text{ MPa}$

Průměr čepu $D_{\check{c}} = 110 \text{ mm}$

Materiálové vlastnosti sloupu, horní patky a elektrody

Čep:

16MnCr5 (1.7131) dle EN 10084

$R_{e\check{c}} = 345 \text{ MPa}$

$R_{m\check{c}} = 495 \text{ MPa}$

Příčník:

S235JR (1.0038) dle EN 10027-2

$R_{eP\check{R}} = 235 \text{ MPa}$

$R_{mP\check{R}} = 400 \text{ MPa}$

Elektroda:

$R_{eE8} = 462 \text{ MPa}$

$R_{mE8} = 551 \text{ MPa}$

Zvolená elektroda má lepší materiálovou charakteristiku, než spojovaný materiál tudíž je vhodná pro svařování čepu k příčníku. Materiál příčníku patky uvažuji jako základní materiál a vztahuji k němu výpočet dovoleného smykového napětí.



Výpočet dovoleného smykového napětí

$$\begin{aligned}\tau_{D\check{c}} &= 0,4 \cdot R_{eP\check{R}} \\ \tau_{D\check{c}} &= 0,4 \cdot 235 = 94 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (85)$$

Smykové napětí svaru čepu od posouvající síly

$$\begin{aligned}\tau_{\check{c}} &= \frac{F_{AX}}{S_{S\check{c}}} \\ \tau_{\check{c}} &= \frac{54575}{2055} \\ \tau_{\check{c}} &= 27 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (86)$$

Kde:

$$\begin{aligned}S_{S\check{c}} &= \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot [(D_{\check{c}} + 2 \cdot 0,707 \cdot z_{S\check{c}})^2 - D_{\check{c}}^2] \\ S_{S\check{c}} &= \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot [(110 + 2 \cdot 0,707 \cdot 8)^2 - 110^2] \\ S_{S\check{c}} &= 2055 \text{ mm}^2 - \text{plocha účinného průřezu svaru čepu}\end{aligned}\quad (87)$$

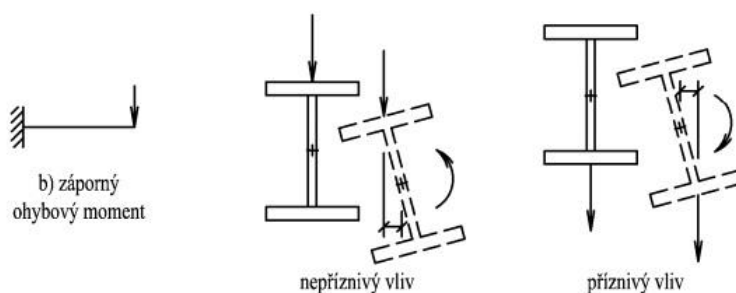
Bezpečnost svaru čepu

$$\begin{aligned}k_{S\check{c}} &= \frac{\tau_{D\check{c}}}{\tau_{\check{c}}} \\ k_{S\check{c}} &= \frac{94}{27} = 3,48\end{aligned}\quad (88)$$

$$\begin{aligned}\tau_{HP} &< \tau_{DHP} < \tau_{DE8} \\ 27 \text{ MPa} &< 94 \text{ MPa} < 165 \text{ MPa} \rightarrow \text{Zvolený svar vyhovuje}\end{aligned}$$

6.4 KONTROLA PROFILU VÝLOŽNÍKU NA KLOPENÍ

Obecně se klopením rozumí ztráta stability při ohybu, při které dojde k vybočení prutu z roviny jeho prvotního ohybu.



Obr. 31 Vliv působíště zatížení



Vstupní údaje pro výpočet:

$\alpha_1 = 0,21$ součinitel imperfekce pro válcovaný profil

$W_{PY} = 628 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$ Plastický modul průřezu IPE profilu v ose Y

$f_Y = 235 \text{ MPa}$ mez kluzu materiálu IPE

$\gamma_m = 1$ dílčí součinitel spolehlivosti materiálu

$M_{23} = M_B = 50209 \text{ Nm}$ – Navrhovaný kritický moment

$$\lambda_{LT} = \sqrt{\frac{W_{PY} \cdot f_Y}{M_B}} \quad (89)$$

$$\lambda_{LT} = \sqrt{\frac{628 \cdot 10^3 \cdot 235}{50,209 \cdot 10^6}}$$

$$\lambda_{LT} = 1,71$$

Výpočet součinitele vzpěrnosti při klopení

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\Theta_{LT} + \sqrt{\Theta_{LT}^2 - \lambda_{LT}^2}} \quad (90)$$

$$\chi_{LT} = \frac{1}{2,12 + \sqrt{2,12^2 - 1,71^2}}$$

$$\chi_{LT} = 0,30$$

Kde:

$$\Theta_{LT} = 0,5 \cdot [1 + \alpha_1 \cdot (\lambda_{LT} - 0,2) + \lambda_{LT}^2] \quad (91)$$

$$\Theta_{LT} = 0,5 \cdot [1 + 0,21 \cdot (1,71 - 0,2) + 1,71^2]$$

$$\Theta_{LT} = 2,12$$

Výpočet navrhovaného momentu únosnosti nosníku při klopení

$$M_{B,Rd} = \chi_{LT} \cdot W_{PY} \cdot \frac{f_Y}{\gamma_m} \quad (92)$$

$$M_{B,Rd} = 0,30 \cdot 628 \cdot 10^3 \cdot \frac{235}{1}$$

$$M_{B,Rd} = 44274 \text{ Nm}$$

$$M_{B,Rd} > M_{OI}$$

$$44274 \text{ Nm} > 42313 \text{ Nm}$$

→ Momentová únosnost při klopení je větší než moment působící na nosník v řezu I
Vybraný nosník tedy vyhovuje.



ZÁVĚR

Předmětem mé bakalářské práce bylo navrhnout a zkonstruovat sloupový jeřáb dle zadaných parametrů a provést volbu vhodného kladkostroje. Dále vypracovat výkres sestavy a detailní výkres ramene.

V první části práce popisují konstrukce sloupových jeřábů vyráběných většinou výrobci zdvihacích zařízení, následuje kapitola pojednávající o možnostech upevnění jeřábu k podlaze. V další části vybírám komponenty potřebné pro provoz jeřábu. Vybral jsem řetězový kladkostroj českého výrobce Giga CH3 1000.5-JE, který v porovnání s ostatním umožňuje provoz v nejvyšší zdvihové skupině. Zdvih i pojezd kladkostroje je elektrický dvourychlostní. Výběr pokračoval zvolením koncových nárazníků, kabelové vlečky a v důsledku vysokého zdvihu i bezdrátového ovladače pro ovládání kladkostroje.

V návrhové části jsem vybral typ mechanismu otoče, dále určil parametry konstrukce a použité materiály.

Ve zbylé části provádím výpočet hlavních částí konstrukce. Jeřáb jsem zařadil do tříd podle ČSN 270103, ze kterých jsem určil součinitele pro základní kombinaci zatížení. Pro zatížení konstrukce jsem uvažoval pouze statické namáhání od hmotnosti břemene, zdvihového ústrojí a výložníku. Dynamické účinky jsem se snažil zohlednit volbou vyššího koeficientu bezpečnosti $K_k = 2,5$. Následoval statický rozbor a určení VVÚ. S ohledem na nebezpečné průřezy jsem se řídil při navrhování komponent k meznímu stavu pružnosti. Hlavní části konstrukce tvoří sloup (Trubka bezešvá hladká kruhová průměr 273x12,5), Rameno a podpěra (Tyč průřezu IPE válcovaná za tepla, IPE 300), horní a dolní patka (Plech válcovaný za tepla tloušťky 20mm), příčník (Profil uzavřený svařovaný černý se čtvercovým průřezem rozměr 150x5). Výložník je uložen ve dvojici dvouřadých soudečkových ložisek BS2-2212-2CS/VT143 výrobce SKF. Ložiska jsou zakrytovaná a naplněná mazivem pro celou dobu životnosti. Pro ukotvení jeřábu k základu jsem zvolil 8 šroubů M24 pevnostní třídy 8.8. Všechny uvedené komponenty jsem vybral s určitou rezervou vzhledem k tomu, že konstrukce není kontrolována na únavu. Kontrolní výpočty svarů vykazují vysokou míru bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti.

V příloze přikládám výkres sestavy a výrobní výkres výložníku



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] REMTA, František; KUPKA, Ladislav; DRAŽAN, František. *Jeřáby: 1. díl. 2, přepracované a doplněné vydání*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1974. 648 s. 04-216-74.
- [3] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel; ŘASA, Jaroslav. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Vyd. 1. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2003. 881s. ISBN 80-86490-74-2.
- [4] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů*. Praha: Vydavatelství norem, 1989. 68s. MDT 621.873:624.042.
- [5] TEDOX. Fotogalerie. [online], [cit.15-5-2013]. Dostupné z <<http://www.tedox.cz/sloupove-jeřaby>>.
- [6] ABUS. Katalog [online], [cit.15-5-2013]. Dostupné z: <<http://www.abuscranes.co.uk/var/abus/storage/original/application/1740516f953a7c8795f7de0b552da769.pdf>>.
- [7] GIGA. Elektrické řetězové kladkostroje GIGA. [online], [cit. 15/5/2013]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/files/katalogy/giga_chain_hoists_catalogue_-_2010.pdf>.
- [8] CONDUCTIX. Doplnky pro sloupové jeřáby. [online], [cit.15-5-2013]. Dostupné z: <http://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/TDB0170-0001-D_Anschlagpuffer.pdf>.
- [9] Katalog FERONA. Sortimentní katalog. [online], [cir.13-5-2013]. Dostupné z: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>>.
- [10] Katalog SKF. Soudečková ložiska. [online], [cit.13-5-2013]. Dostupné z: <<http://www.skf.com/binary/151-127984/Sealed-SKF-Explorer-SRB.pdf>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

AHR	[m]	Průměrná výška zdvihu projetá pro danou operaci
A_{ξ}	[mm ²]	Skutečný průřez šroubu
$A_{\xi\min}$	[mm ²]	Potřebná plocha šroubu
C/h	[N°]	Počet cyklů za hodinu
C_{OA}	[N]	Statická únosnost ložiska v bodě A
C_{OB}	[N]	Statická únosnost ložiska v bodě B
C_{OD}	[N]	Dovolená statická únosnost
D_{ζ}	[mm]	Průměr čepu
D_S	[mm]	Vnější průměr sloupu
$E_{Knár}$	[J]	Energie vyvolaná nárazem kočky na nárazník
F_{AB}	[N]	Axiální zatížení ložiska bodu B
F_{AX}	[N]	Reakce v bodě A působící v ose x
F_{BX}	[N]	Reakce v bodě B působící v ose x
F_{BY}	[N]	Reakce v bodě B působící v ose y
F_{CX}	[N]	Reakce v bodě C působící v ose x
F_{CY}	[N]	Reakce v bodě C působící v ose y
F_{NII}	[N]	Tlaková síla průřezu II
F_{RA}	[N]	Radiální zatížení ložiska v bodě A
F_{RB}	[N]	Radiální zatížení ložiska v bodě B
F_Z	[N]	Zátěžná síla
F_b	[N]	Zatížení jmenovitým břemenem
F_k	[N]	Zatížení vlastní hmotnosti kladkostroje
F_q	[N]	Zatížení vlastní hmotnosti výložníku
$F_{\xi\max}$	[N]	Maximální síla ve šroubu
$F_{\xi i}$	[N]	Síla ve šroubu $i \in \{1, 2, 3, 4, 5\}$



J_{ZU}	[mm ³]	Jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu
M_B	[Nm]	Navrhovaný kritický moment
$M_{B,Rd}$	[Nm]	Navrhovaný moment únosnosti nosníku při klopení
M_{KL}	[Nm]	Klopný moment
M_{OB}	[Nm]	Ohybový moment v bodě B
M_{OC}	[Nm]	Moment působící v bodě C
M_{OD}	[Nm]	Moment působící v bodě D
M_{OS}	[Nm]	Ohybový moment svaru
M_{OSDP}	[Nmm]	Ohybový moment působící na svar dolní patky
M_{O12}	[Nm]	Ohybový moment 1. intervalu tělesa 2
M_{O13}	[Nm]	Ohybový moment 1. intervalu tělesa 3
M_{OI}	[Nm]	Ohybový moment řezu I
M_{OII}	[Nm]	Ohybový moment řezu II
M_{O22}	[Nm]	Ohybový moment 2. intervalu tělesa 2
M_{O23}	[Nm]	Ohybový moment 2. intervalu tělesa 3
M_{O32}	[Nm]	Ohybový moment 3. intervalu tělesa 2
M_{O33}	[Nm]	Ohybový moment 3. intervalu tělesa 3
M_{O42}	[Nm]	Ohybový moment 4. intervalu tělesa 2
M_{O43}	[Nm]	Ohybový moment 4. intervalu tělesa 3
M_{O52}	[Nm]	Ohybový moment 5. intervalu tělesa 2
N_{12}	[N]	Normálová síla 1. intervalu tělesa 2
N_{13}	[N]	Normálová síla 1. intervalu tělesa 3
N_{22}	[N]	Normálová síla 2. intervalu tělesa 2
N_{23}	[N]	Normálová síla 2. intervalu tělesa 3
N_{32}	[N]	Normálová síla 3. intervalu tělesa 2
N_{33}	[N]	Normálová síla 3. intervalu tělesa 3



N_{42}	[N]	Normálová síla 4. intervalu tělesa 2
N_{43}	[N]	Normálová síla 4. intervalu tělesa 3
N_{52}	[N]	Normálová síla 5. intervalu tělesa 2
P_O	[N]	Ekvivalentní statické zatížení
P_{OA}	[N]	Ekvivalentní statické zatížení ložiska v bodě A
P_{OB}	[N]	Ekvivalentní statické zatížení ložiska v bodě B
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
$R_{e\check{C}}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu čepu
R_{eE8}	[MPa]	Mez kluzu materiálu elektrody
R_{eP}	[MPa]	Mez kluzu materiálu podpěry
$R_{eP\check{R}}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu příčnicku
R_{eS}	[MPa]	Mez kluzu materiálu sloupů
R_{eV}	[MPa]	Mez kluzu materiálu výložníku
$R_{e\check{S}R}$	[MPa]	Mez kluzu materiálu šroubu
$R_{m\check{C}}$	[MPa]	Mez pevnosti čepu
R_{mE8}	[MPa]	Mez pevnosti elektrody
R_{mP}	[MPa]	Mez pevnosti podpěry
$R_{mP\check{R}}$	[MPa]	Mez pevnosti příčnicku
R_{mS}	[MPa]	Mez pevnosti sloupu
R_t	[h/den]	Celkový čas provozu kladkostroje za den
S	[m/min]	Průměrná rychlost zdvihu
S_{PH}	[mm ²]	Plocha průřezu horní patky
S_{PHmin}	[mm ²]	Minimální plocha horní patky
$S_{P\check{R}}$	[cm ²]	Plocha příčnicku
$S_{S\check{C}}$	[mm ²]	Plocha účinného průřezu svaru čepu
S_{SDP}	[mm ²]	Plocha účinného průřezu svaru horní patky



\check{S}_{PH}	[mm]	Šířka horní patky
T_m	[h]	Střední doba chodu
T_{12}	[N]	Posouvající síla 1. intervalu tělesa 2
T_{13}	[N]	Posouvající síla 1. intervalu tělesa 3
T_{22}	[N]	Posouvající síla 2. intervalu tělesa 2
T_{23}	[N]	Posouvající síla 2. intervalu tělesa 3
T_{32}	[N]	Posouvající síla 3. intervalu tělesa 2
T_{33}	[N]	Posouvající síla 3. intervalu tělesa 3
T_{42}	[N]	Posouvající síla 1. intervalu tělesa 2
T_{43}	[N]	Posouvající síla 4. intervalu tělesa 3
T_{52}	[N]	Posouvající síla 5. intervalu tělesa 2
W_{OI}	[cm ³]	Průřezový modul v ohybu I
W_{OImin}	[cm ³]	Minimální průřezový modul v ohybu v průřezu I
W_{OIImin}	[cm ³]	Minimální průřezový modul v ohybu v průřezu II
W_{OIPE}	[cm ³]	Průřezový modul profilu IPE v ohybu
$W_{OPŘ}$	[cm ³]	Průřezový modul příčnicku v ohybu
W_{OS}	[cm ³]	Průřezový modul sloupu v ohybu
W_{OSmin}	[cm ³]	Minimální průřezový modul v ohybu sloupu
W_{PY}	[mm ³]	Plastický modul průřezu IPE profilu v ose Y
Y_0	[-]	Součinitel axiálního zatížení
\sqrt{a}	[-]	Heywoodův parametr
c_{SDP}	[mm]	Vzdálenost těžiště svaru od hrany dolní patky
d_o	[mm]	Průměr otvoru
d_s	[mm]	Vnitřní průměr sloupu
e_i	[mm]	Vzdálenost působících sil od hrany klopného momentu $i \in \{1, 2, 3, 4, 5\}$



f_Y	[MPa]	Mez kluzu materiálu IPE
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h_{IPE}	[mm]	Výška IPE profilu
i	[-]	Počet stupňů volnosti
i_v	[-]	Počet volných stupňů volnosti tělesa v rovině
k	[N/m]	Směrnice zatížení
k_k	[-]	Součinitel bezpečnosti
$k_{SČ}$	[-]	Bezpečnost svaru čepu
k_{SDP}	[-]	Bezpečnost svaru dolní patky
k_{SHP}	[-]	Bezpečnost svaru horní patky
l_{SDP}	[mm]	Délka svaru dolní patky
l_1	[mm]	Celková délka výložníku
l_2	[mm]	Délka vyložení ramene
l_3	[mm]	Vzdálenost středu horního ložiska od střednice výložníku
l_4	[mm]	Vzdálenost středu dolního ložiska od střednice výložníku
l_5	[mm]	Vzdálenost k ose čepu příčnicku
l_6	[mm]	Celková délka potřebná pro uložení výložníku
l_7	[mm]	Celková výška konstrukce
l_8	[mm]	Celková délka patek
m_b	[kg]	Hmotnost jmenovitého břemene
m_{IPE1}	[kg]	Hmotnost 1m výložníku IPE
$m_{nár}$	[kg]	Nárazová hmotnost
m_k	[kg]	Hmotnost kladkostroje
n	[-]	Počet těles (počet členů soustavy)
q_g	[N/m]	Spojité zatížení vyvolané hmotností ramene
\sqrt{r}	[√mm]	Poloměr vrubu



s_O	[-]	Součinitel statické bezpečnosti
t_{DP}	[mm]	Tloušťka dolní patky
t_{PH}	[mm]	Tloušťka horní patky
t_{SDP}	[mm]	Výška svaru dolní patky
v_h	[m·s ⁻¹]	Zdvihová rychlost
$v_{nár}$	[m · s ⁻¹]	Nárazová rychlost
x_1	[mm]	Rozsah 1. intervalu
x_2	[mm]	Rozsah 2. intervalu
x_3	[mm]	Rozsah 3. intervalu
y_1	[mm]	Rozsah 1. intervalu
y_2	[mm]	Rozsah 2. intervalu
$z_{SČ}$	[mm]	Šířka svaru čepu
z_{SDP}	[mm]	Šířka svaru dolní patky
z_{SHP}	[mm]	Šířka svaru horní patky
α	[-]	Součinitel tvaru
α_1	[-]	součinitel imperfekce pro válcovaný profil
β	[-]	Součinitel vrubu
γ_g	[-]	Součinitel zatížení od vlastní hmotnosti
γ_{lo}	[-]	Součinitel zatížení od jmenovitého břemene
γ_m	[-]	Dílčí součinitel spolehlivosti materiálu
δ_h	[-]	Dynamický součinitel zdvihový
δ_t	[-]	Dynamický součinitel pojezdový
ζ	[-]	Počet stupňů volnosti odebraných danou vazbou
ζ_A	[-]	Počet odebraných stupňů volnosti vazbou A
ζ_B	[-]	Počet odebraných stupňů volnosti vazbou B
ζ_C	[-]	Počet odebraných stupňů volnosti vazbou C



η	[-]	Počet nezávislých parametrů
Θ_{LT}	[-]	Parametr potřebný pro výpočet součinitele vzpěrnosti
λ_{LT}	[-]	Poměrná štíhlost
μ	[-]	Počet neznámých nezávislých parametrů
μ_F	[-]	Počet silových neznámých nezávislých parametrů
μ_M	[-]	Počet momentových podmínek statické rovnováhy
μ_r	[-]	Počet polohových neznámých nezávislých parametrů
ν	[-]	Počet použitých podmínek statické rovnováhy
ν_F	[]	Počet silových podmínek statické rovnováhy
ν_M	[]	Počet momentových podmínek statické rovnováhy
π		
ΣF_X	[N]	Součet sil působících v ose x
ΣF_Y	[N]	Součet sil působících v ose y
ΣM_{OB}	[Nm]	Součet momentů působících v bodě B
ΣM_{OC}	[Nm]	Součet momentů působících v bodě C
ΣM_{OD}	[Nm]	Součet momentů působících v bodě D
σ_{DPH}	[MPa]	Dovolené napětí v horní patce
$\sigma_{DŠR}$	[MPa]	Dovolené napětí ve šroubu
σ_{ODS}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu sloupu
σ_{ODV}	[MPa]	Dovolené napětí ohybu výložníků
σ_{OI}	[MPa]	Skutečné ohybové napětí v průřezu I
σ_{OII}	[MPa]	Skutečné ohybové napětí v průřezu II
σ_{PH}	[MPa]	Skutečné napětí průřezu v horní patce
σ_{OS}	[MPa]	Skutečné ohybové napětí sloupu
$\sigma_{ŠR}$	[MPa]	Skutečné napětí ve šroubu
τ_{ζ}	[MPa]	Smykové napětí svaru čepu od posouvající síly



$\tau_{D\check{C}}$	[MPa]	Dovolené smykové napětí v čepu
τ_{DE8}	[MPa]	Dovolené smykové napětí elektrody
τ_{DHP}	[MPa]	Dovolené smykové napětí horní patky
τ_{DP}	[MPa]	Výsledné smykové napětí ve svaru dolní patky
τ_{DP}'	[MPa]	Smykové napětí svaru dolní patky od posouvací síly
τ_{DP}''	[MPa]	Smykové napětí svaru dolní patky od ohybového momentu
τ_{HP}	[MPa]	Smykové napětí svaru horní patky od posouvací síly
χ_{LT}	[-]	Součinitel vzpěrnosti při klopení
Ω_{12}		1. interval tělesa 2
Ω_{13}		1. interval tělesa 3
Ω_{22}		2. interval tělesa 2
Ω_{23}		2. interval tělesa 3
Ω_{32}		3. interval tělesa 2
Ω_{33}		3. interval tělesa 3
Ω_{42}		4. interval tělesa 2
Ω_{43}		4. interval tělesa 3
Ω_{52}		5. interval tělesa 2



SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy	JIBC-01-00
Svařenec výložníku	JIBC-01-02
Rameno	JIBC-01-02-01
Podpěra	JIBC-01-02-02
Příčník	JIBC-01-02-03
Horní příložka	JIBC-01-02-04
Dolní příložka	JIBC-01-02-05
Čep	JIBC-01-02-06

Dne 14. 5. 2014 zpracoval Tomáš Flidr.